

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
Catedra: Organe de mașini și Mecanisme

Ing. MIHAELA JULA

OPTIMIZAREA PERFORMANȚELOR
FUNCȚIONALE LIMITĂ ALE
TRANSMISIEI TANGENȚIALE CU
ELEMENT FLEXIBIL

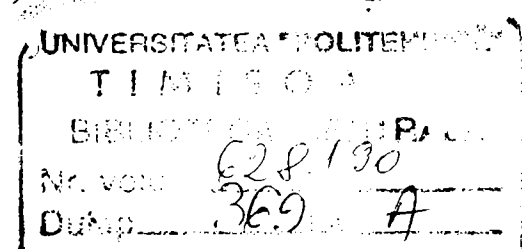
TEZĂ DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCĂTORI ȘTIINȚIFICI:

Prof. dr. ing. NICOLAE S. GHEORGHIU

Prof. dr. ing. LUCIAN MĂDĂRAS



CUPRINSUL TEZEI

1. Introducere	5
2. Stadiul actual al cercetărilor asupra transmisiei tangențiale	10
2.1. Caracterizarea constructiv – funcțională a transmisiei tangențiale	10
2.1.1. Variante constructive.	10
2.1.2. Clasificarea T.T.	13
2.1.3. Procesul fizic al transmiterii mișcării. Transferul energetic.	15
2.2. Bazele teoretice ale funcționării cu element flexibil.	18
2.2.1. Modelul mecanic al funcționării transmisiei cu element flexibil.	18
2.2.2. Starea de tensiune pe conturul transmisiei la funcționarea în gol și în sarcină.	20
2.2.3. Pierderi energetice. Randamentul transmisiei.	30
2.2.3.a.1. Pierderile energetice	31
2.2.3.a.2. Pierderile aerodinamice	32
2.2.3.b.1. Pierderi prin frecări interioare	32
2.2.3.b.2. Variația eforturilor de tracțiune	33
2.2.3.1. Pierderile din lagăre	34
2.2.3.2. Randamentul mecanic	34
2.2.3.3. Capacitatea de tracțiune	35
3. Aspecte specifice transmisiei tangențiale	37
3.1. Starea de efort din ramurile transmisiei.	37
3.2. Coeficientul de tracțiune.	49
3.3. Influența T.T. asupra fusurilor mașinilor textile.	50
3.4. Elemente de calcul.	55
3.5. Concluzii	57
3.6. Lacune în cercetarea actuală și direcții posibile de cercetare.	57
4. Teoria construcției și funcționării T.T.	59
4.1. Aspecte constructive	59
4.1.1. Cureaua tangențială	59
4.1.2. Roți pentru curele tangențiale	64
4.1.2.1. Materiale pentru roțile de curea	64
4.1.2.2. Forma constructivă a roților	64
4.1.2.3. Transmisia de bază / principală	66
4.2. Corelarea energetică și cinematica a sistemului mobil.	67
a) Puterea necesară pentru antrenarea sistemului (transmisia primară/principală)	67
b) Viteza curelei	69
c) Pretensionarea transmisiei	72

4.3. Geometria T.T.	84
4.3.1. Considerații preliminare	84
4.3.2. Geometria de detaliu	85
4.4. Principii de dimensionare și verificare a rezistenței curelei	91
4.4.1. Cinetostatica transmisiei.	91
4.4.1.a. Eforturile din ramurile transmisiei primare.	91
4.4.1.b. Eforturile din transmisia tangențială propriu zisă.	91
4.4.2. Dimensionarea efectivă a transmisiei.	93
4.4.3. Verificarea rezistenței curelei.	94
4.4.4. Algoritm de calcul propus.	94
4.4.4.1. Generalități.	94
4.4.4.2. Date inițiale.	95
4.4.4.3. Preliminarea parametrilor determinanți ai transmisiei.	
a) Evaluarea puterii transmise și alegerea motorului de acționare	95
b) Profilul de curea	96
4.4.4.4. Calculul geometric al transmisiei.	96
4.4.4.5. Calculul de rezistență al curelei și tensionarea sa.	97
5. Cercetări experimentale.	106
5.1. Introducere.	106
5.2. Stabilirea comportamentului elastic al curelei. Modulul convențional de elasticitate.	107
5.2.1. Generalități.	107
5.2.2. Epruveta.	108
5.2.3. Atmosfera de lucru.	109
5.2.4. Instalația experimentală.	110
5.2.5. Modul de lucru. Achiziția de date.	110
5.3. Studiul cuplei tribologice roată – curea.	115
5.3.1. Generalități.	115
5.3.2. Schema bloc a instalației.	117
5.3.3. Regimuri și secvențe de măsurare.	118
5.3.3.a. Măsurarea rugozității suprafeței active a roții. Schema bloc a instalației.	118
5.3.3.b. Etalonarea arcului pentru măsurarea efortului F_1^*	119
5.3.3.c. Etalonarea greutăților	119
5.3.3.d. Realizarea experimentului propriu-zis	119
5.4. Capacitatea de tracțiune și randamentul transmisiei sub sarcină	124

5.4.1. Generalități	124
5.4.2. Stand specializat pentru studiul capacității de tracțiune	124
5.4.3. Studiul capacității de tracțiune	131
5.4.4. Montarea transmisiei și instalarea forței de tensionare	132
5.4.5. Rezultate experimentale	133
6. Concluzii finale și contribuții personale	140
Bibliografie	144
Anexe	
Anexa 1	1
Anexa 2	5
Anexa 5	13

Capitolul 1

INTRODUCERE

Transmisia tangențială (T.T) cu element flexibil este un caz particular al transmisiei prin curele. După cum se cunoaște, transmisia prin curele realizează transferul energetic între doi sau mai mulți arbori prin contactul cu frecare dintre un element flexibil, fără fire, numit curea, montat pretensionat pe roțile de curea.

Această transmisie derivă din mecanismele elementare cu scripeti și a fost imaginată și folosită încă din antichitate.

În secolele al XVIII-lea și al XIX-lea, datorită folosirii unei singure mașini cu abur, transmisiile prin curele multiple cunosc o răspândire deosebită, fiind utilizate la antrenarea mașinilor-unelte și a utilajelor tehnologice (din industria textilă, alimentară, construcția de mașini etc.). Urmează apoi un declin al curelei late datorită perfecționării motorului electric fapt ce a condus la răspândirea acționării individuale pe de o parte și, pe de altă parte, la apariția curelei trapezoidale, capabilă să transmită puteri destul de mari la un gabarit redus. La acea dată, cureaua lată era confecționată din materiale elastice consacrate: piele, țesături textile simple sau cauciuc, etc.

Materialul curelei trebuie să îndeplinească diferite condiții, uneori contradictorii, cum ar fi: rezistență mare la oboseală și uzare, coeficient de frecare ridicat, proprietăți reologice adecvate (modul de elasticitate la întindere mare, flexibilitate ridicată, relaxare practic nulă), densitate mică, rezistență sporită la temperaturi ridicate, stabilitate la acțiunea agenților chimici etc. Întrucât nici un material (natural sau sintetic) nu satisface integral aceste condiții, a apărut ideea ca proprietățile de ansamblu, apropiate de cele ale materialului ideal, să se obțină prin reunirea mai multor materiale. Cureaua având o astfel de structură neomogenă, realizată prin suprapunerea mai multor straturi de materiale diferite, fiecare răspunzând unei anumite cerințe, a fost numită curea compozită sau multistrat / sandviș.

Dezvoltarea chimiei a făcut posibilă apariția maselor plastice de înaltă rezistență și a adezivilor sintetici ceea ce a permis realizarea curelei late multistrat și prin aceasta, readucerea curelei late în competiția cu alte tipuri de transmisie.

Prima curea multistrat a fost realizată în 1943 de firma Siegling și lansată sub denumirea industrială "EXTREMULTUS", fiind alcătuită dintr-un strat (folie sau șnur) de rezistență din nylon și unul de frecare din piele

tăbăcită cu crom. Ideea a fost preluată de majoritatea producătorilor actuali.

Perfecționarea curelei continuă în vederea îmbunătățirii caracteristicilor mecanice ale acesteia. Materialele artificiale precum poliesterii și poliamidele, au o rezistență foarte ridicată la întindere, sunt elastice și de aceea sunt folosite preferențial pentru stratul de rezistență. Întrucât comportarea la frecare - uzare a acestor materiale este scăzută și deci necorespunzătoare transmisiei prin frecare, suprafețele active ale curelei sunt realizate din piele tăbăcită cu crom sau din elastomeri. Încăcarea curelelor moderne poate atinge 45 kW/cm lățime la viteze de 100 m/s.

Tendința actuală de a folosi cureaua la viteze foarte mari (până la 120...150 m/s) constituie un avantaj din punctul de vedere al exploatării optime a capacității de tracțiune și al randamentului. Sub aspect constructiv, varianta care răspunde cel mai bine acestor cerințe este transmisia cu axe paralele și ramuri deschise.

Pe de altă parte, în industria textilă și nu numai, mărirea productivității mașinii s-a realizat simultan pe două căi: prin creșterea vitezei de prelucrare și a numărului de posturi de prelucrare ce echipează o singură mașină.

Creșterea vitezei de prelucrare implică perfecționarea mecanismelor de tragere a firului în condițiile antrenării fuselor cu o frecvență de rotație sporită.

La antrenarea fuselor mașinilor textile se cer a fi îndeplinite următoarele condiții suplimentare (specifice):

- ◆ la demarajul sau oprirea din funcțiune a mașinii pornirea și oprirea fuselor să se facă practic simultan;
- ◆ diferențele de turație între două sau mai multe fusuri să se încadreze în limitele acceptate de procedeul de prelucrare (vizând uniformitatea firelor produse pe lungime și în ansamblu);
- ◆ oprirea și pornirea unui post să nu influențeze stabilitatea funcțională a celorlalte;
- ◆ cost minim (număr maxim de consumatori antrenați simultan).

În acest context, se observă că antrenarea individuală a fuselor devine irațională și este inferioară antrenării printr-o singură curea de transmisie.

Următorul pas l-a constituit gruparea de consumatori (fusuri) din alcătuirea mașinilor textile prin transmisii simple, cu 1, 2 sau 4 consumatori (fig.1.1.).

Aceste soluții au o fiabilitate redusă, iar sub aspect constructiv sunt complicate și greu de reglat.

Toleranța turației fuselor este de $\pm 1\%$, iar consumul energetic este redus.

Tensionarea neuniformă în exploatare și existența porțiunilor cusute sau a sudurilor determină variații ale torsiunii firelor produse.

Existența unei singure curele de transmisie pentru toți consumatorii înlătură aceste inconveniente. O astfel de transmisie se poate obține prin mărirea numărului consumatorilor transmisiilor multiple.

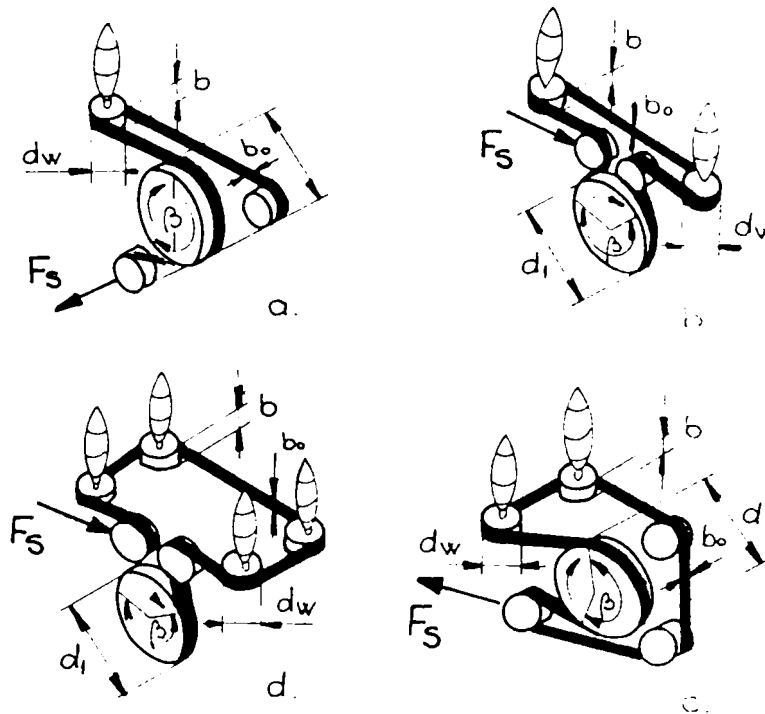


Figura 1.1.

Se observă că unghiul de înfășurare scade cu creșterea numărului consumatorilor, apropiindu-se de valoarea zero (fig. 1.2).

T.T. este o transmisie strict specializată, cu aplicație în industria textilă, la antrenarea mașinilor de filat, răsucit, texturat, înfășurat elastic etc. și, mai nou, în serviciile de poștă, pentru sortarea corespondenței. La o analiză atentă se poate accepta că ea este alcătuită prin reunirea într-un sistem funcțional hibrid a două transmisiilor prin frecare cu element flexibil, și anume :

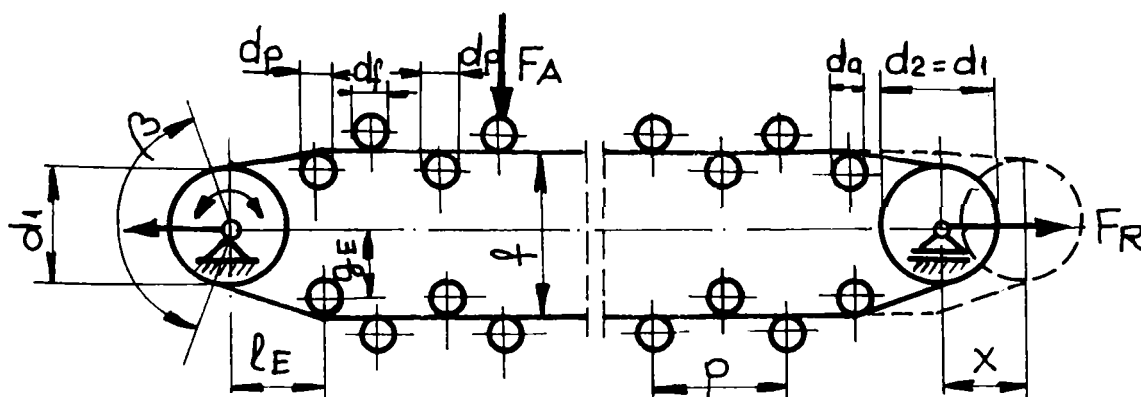


Figura 1.2.

1. - o transmisie cu $i = 1$, cu arbori paraleli și ramuri deschise având rolul de element motor pentru transmisia tangențială propriu-zisă (reduc la roata motoare și cel puțin o roată de tensionare);
2. - transmisia tangențială propriu-zisă, alcătuită din cei "n" consumatori dispuși cvasitangențial pe una sau ambele ramuri libere ale transmisiei de bază, cu rol de element antrenat. Cei "n" consumatori sunt dispuși alternativ cu elemente de ghidare / tensionare (presare).

Cureaua tangențială, având două suprafețe active, vine în contact forțat pe partea interioară cu roțile transmisiei cu rol de element motor precum și cu rolele presoare, iar cu partea exterioară înfășoară sub un unghi foarte redus cei "n" consumatori.

Performanțele pe care le poate realiza sunt exprimate de următorii indicatori:

- ◆ numărul consumatorilor antrenați $n \in [400; 600; \text{max.}1200]$;
- ◆ puterea absorbită de un consumator $P_{1j} \in [30; 40]W$;
- ◆ pasul dintre doi consumatori succesivi $t \in [78...120]mm$;
- ◆ frecvența de rotație a arborilor conduși $n_{2j} \leq 2 \cdot 10^4 \text{ rot/min}$ la o viteză a curelei $v \leq 100 \text{ m/s}$;
- ◆ randamentul transmisiei $\eta \leq 0,98$.

T.T.utilizează drept element intermediar cureaua lată compozită / multistrat capabilă de performanțe deosebite în ceea ce privește:

- ◆ coeficientul de frecare $\mu \in [0,5; 0,7]$;
- ◆ alungirea $\varepsilon \in [1,0; 2,8]\%$ la încărcări utile însemnate;
- ◆ durabilitate la oboseală și uzare foarte mare la diametre de înfășurare foarte reduse în raport cu cazurile uzuale: $d_p \in [15; 550] \text{ mm}$; $(h/d_p \in \frac{1}{18} \dots \frac{1}{54})$.

La antrenarea fuselor mașinilor de prelucrare neconvențională a firelor se cer turații foarte ridicate ale fuselor $\leq 2 \cdot 10^4 \text{ rot/min}$, deci obținerea unui raport de transmitere (amplificator) foarte mare.

În același timp, în toate situațiile se cere o sincronizare foarte riguroasă a mișcării fuselor.

Numărul de consumatori fiind limitat de gabaritul mașinii și de puterea care poate fi transmisă, este evident că, pe de o parte, se impune folosirea unei curele cu caracteristici mecanice superioare, iar pe de altă parte, utilizarea acelei variante constructive pentru transmisia de bază (cu rol de element motor) care valorifică cel mai bine capacitatea de tracțiune a curelei. Această variantă este, după cum s-a menționat anterior, transmisia cu arbori paraleli și ramuri deschise, tensionată permanent, cu a și $L_p = \text{var}$.

Viteza mare a curelei, necesară pe lângă raportul de transmitere subunitar pentru T.T. propriu-zisă, asigură turația ridicată a fuselor și contribuie de asemenea la exploatarea eficientă a transmisiei.

Condițiile referitoare la alcătuirea transmisiilor componente ale T.T.E.F. constituie un optim pentru funcționarea ansamblului transmisiei.

Capitolul 2

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ASUPRA TRANSMISIEI TANGENȚIALE

2.1. Caracterizarea constructiv - funcțională a transmisiei tangențiale.

2.1.1 . Variante constructive.

T.T. este utilizată pentru antrenarea simultană a fusurilor diverselor mașini textile (de filat, de răsucit, de texturat), indiferent de metoda de prelucrare (convențională sau neconvențională).

Ea este superioară acționării individuale și celei cu consumatori multipli prin costul redus de execuție, exploatare, montaj și întreținere și prin sincronizarea mai bună a mișcării la toate cele n fuse antrenate.

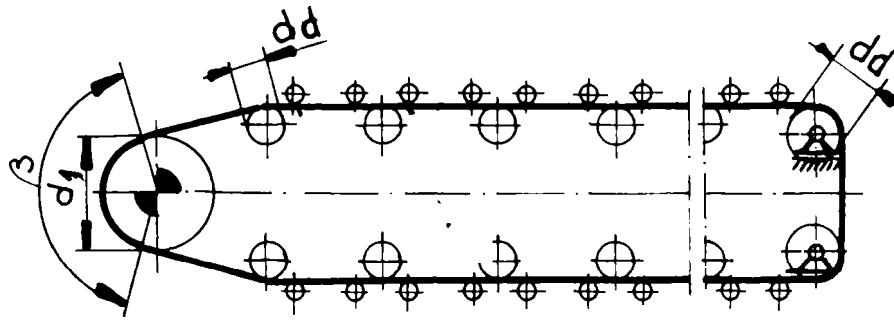
În cazul metodelor neconvenționale de prelucrare se asigură fusurilor / rotorilor frecvențe de rotație de până la $2 \cdot 10^4$ rot./min. la o putere individuală $P_{1j} \in [30 \dots 40]$ W.

În cazul mașinilor textile ce utilizează metode convenționale de prelucrare a firelor cureaua tangențială înlocuiește grupurile de câte patru fusuri antrenate printr-o curea lată sau rotundă.

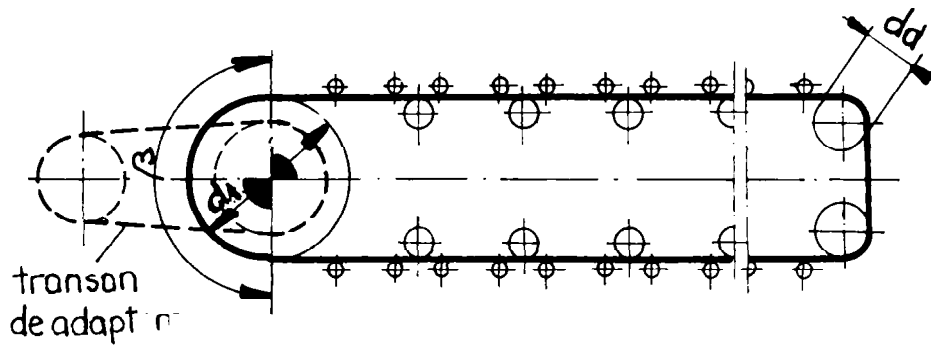
Datorită folosirii unei singure curele, se elimină diferențele de torsiune și neuniformitate în fire ca urmare a tensionării neuniforme a curelelor (din materiale textile sau sintetice) și a lipiturilor sau a porțiunilor cusute (în general a "zonelor de îmbinare").

Cu toată răspândirea pe care o are T.T., literatura de specialitate oferă foarte puține date despre aceasta. În tratatele de filatură și utilaj pentru filatură este doar amintită existența acestei transmisii, iar în tratatele de organe de mașini (cu excepția [H9] și [M2]) nici măcar nu este amintită. Anumite aspecte ale funcționării transmisiei și acțiunea asupra fuselor mașinilor textile sunt tratate în câteva articole din reviste de utilaj textil. De asemenea, variante ale acestei transmisii se găsesc în unele cataloage ale firmelor producătoare de curele tangențiale.

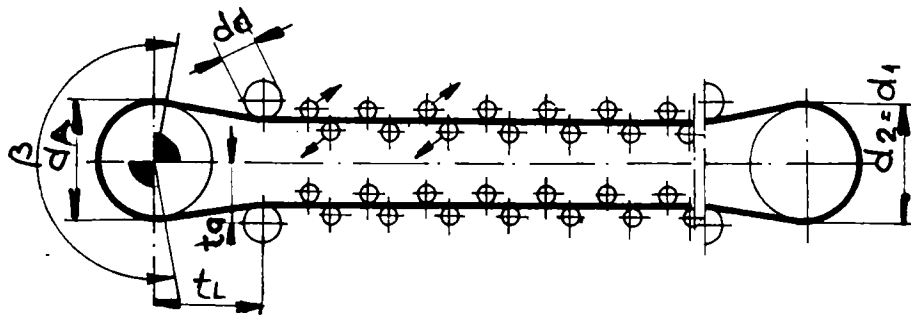
În fig.2.1 sunt prezentate variantele cele mai reprezentative de T.T. existente.



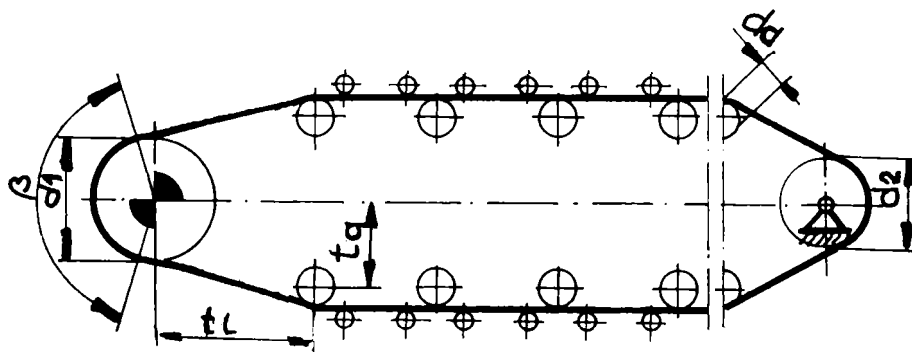
T.T. cu acționare directă și tensionare inițială dirijată - a.



T.T. cu transmisie de adaptare - b.

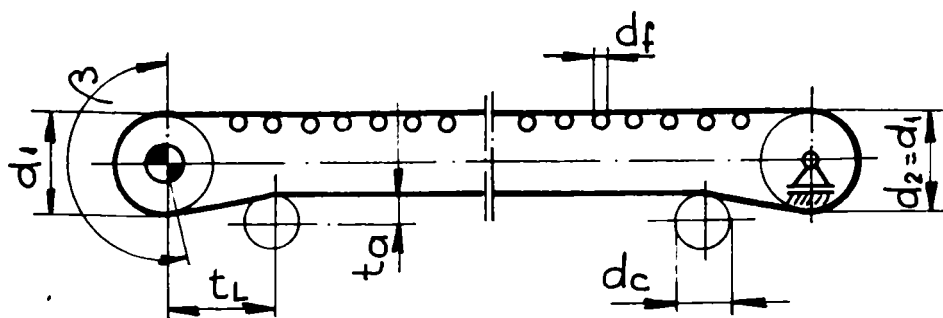


T.T. cu distanță micșorată între ramuri - c.

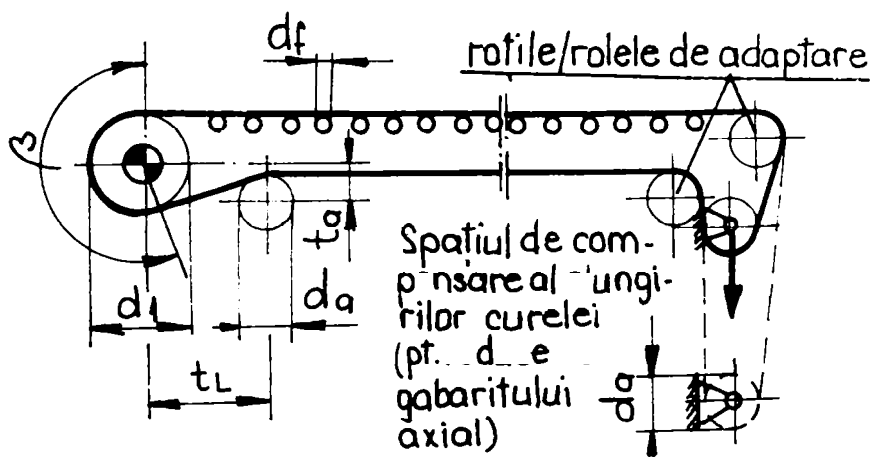


T.T. cu tensionare inițială centrată / unică - d.

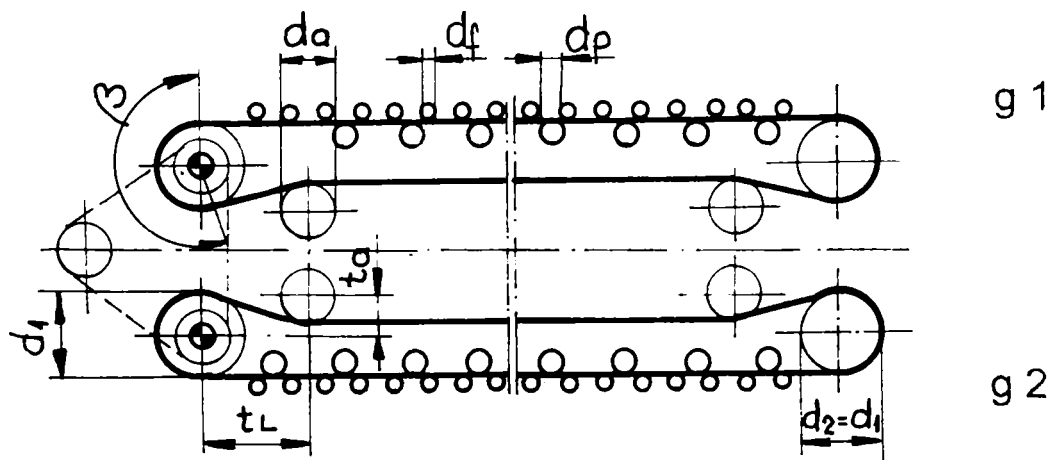
Figura 2.1.



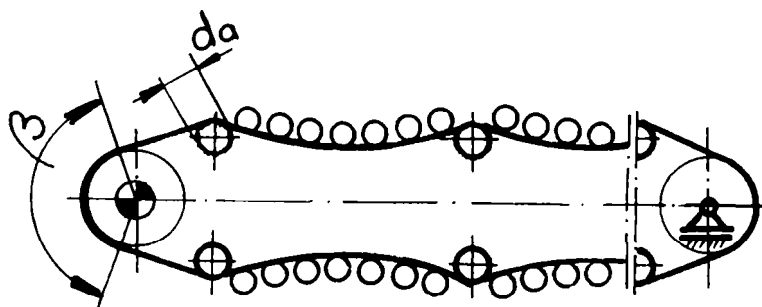
- e



- f



T.T. dublă / jumelată - g.



T.T. cu ramurile curbate plan în arc de lanțișor - h.

Figura 2.1

2.1.2. Clasificarea T.T.

Din analiza variantelor de T.T. prezentate s-au desprins criteriile de clasificare prezentate în tabelul 2.1, cu scopul de a se evidenția anumite aspecte relevante pentru studiul acestora.

Astfel, din punct de vedere al alcătuirii unei transmisii, se pot indica elementul conducător / motor și cel condus, respectiv roata de curea motoare și fusurile, între ele existând elementul flexibil, cureaua tangențială. Aspectul T.T. sugerează însă următoarea imagine utilă studiului : o transmisie obișnuită prin curea, cu arbori paraleli și ramuri deschise ale cărei ramuri libere antrenează fusele.

Prin urmare, T.T. poate fi definită ca o reunire într-un sistem funcțional a două transmisii cu funcționare intercondiționată din care prima alcătuită din roțile de curea și cureaua tangențială are rolul de element motor iar a doua, alcătuită din cureaua tangențială și fusele tangențiale formează elementul condus.

Se observă că la transmisia motoare / de bază, roata "condusă" nu preia fluxul energetic, ea având doar rolul de deviere. Forța tangențială este "distribuită" fiecărui consumator tangențial de ramurile libere ale transmisiei de bază.

Pe de altă parte, se știe că pentru transmiterea fluxului energetic este necesară prezența forței de frecare, ceea ce se realizează prin tensionare.

Se observă din tabelul 2.1. că pentru ambele transmisii tensionarea este permanentă. Tensionarea transmisiei de bază asigură funcționarea curelei dar nu și antrenarea fuselor pentru care trebuie de asemenea asigurat un contact forțat. În ambele cazuri, sistemele de tensionare acționează asupra aceleiași curele, deci ele nu sunt independente.

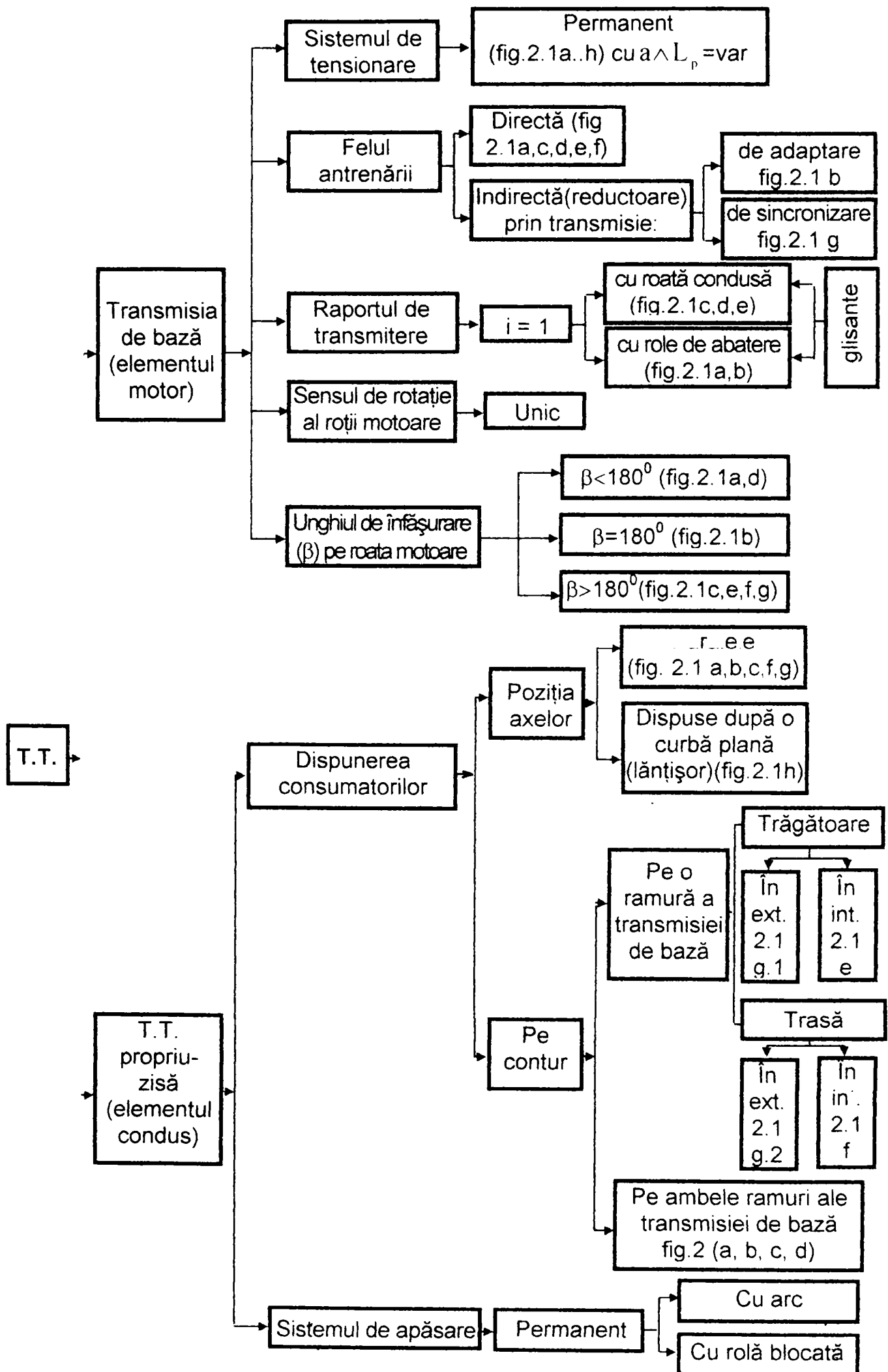
Se pune problema instalării judicioase / a corelării tensionării inițiale.

Conform prospectelor firmelor producătoare de curele tangențiale, domeniul de utilizare pentru soluțiile constructive prezentate este după cum urmează:

- ◆ mașini de răsucit (fig.2.1a,b,c,d,e);
- ◆ mașini de filat (fig.2.1b,d,e);
- ◆ mașini de filat cu rotor (fig.2.1f,g,).

Clasificarea T.T.

Tabelul 2.1.



2.1.3 Procesul fizic al transmiterii mișcării. Transferul energetic.

Acționarea prin contact tangențial sau cu unghi de înfășurare foarte redus se realizează în principiu prin interacțiunea locală (F_n) dintre ramura transmisiei și roata antrenată. Contactul forțat ramură-roată antrenată trebuie să poată dezvolta prin frecare forța tangențială necesară (fig.2.2a,b,c). Transferul energetic se realizează prin frecare în două faze: pe de o parte de la roata motoare la elementul flexibil (fig.2.2 a), iar pe de altă parte de la elementul flexibil la roțile tangențiale (fig.2.2 b,c). Explicarea funcționării transmisiei tangențiale se bazează pe modul special de alcătuire a acesteia specificat în paragraful anterior.

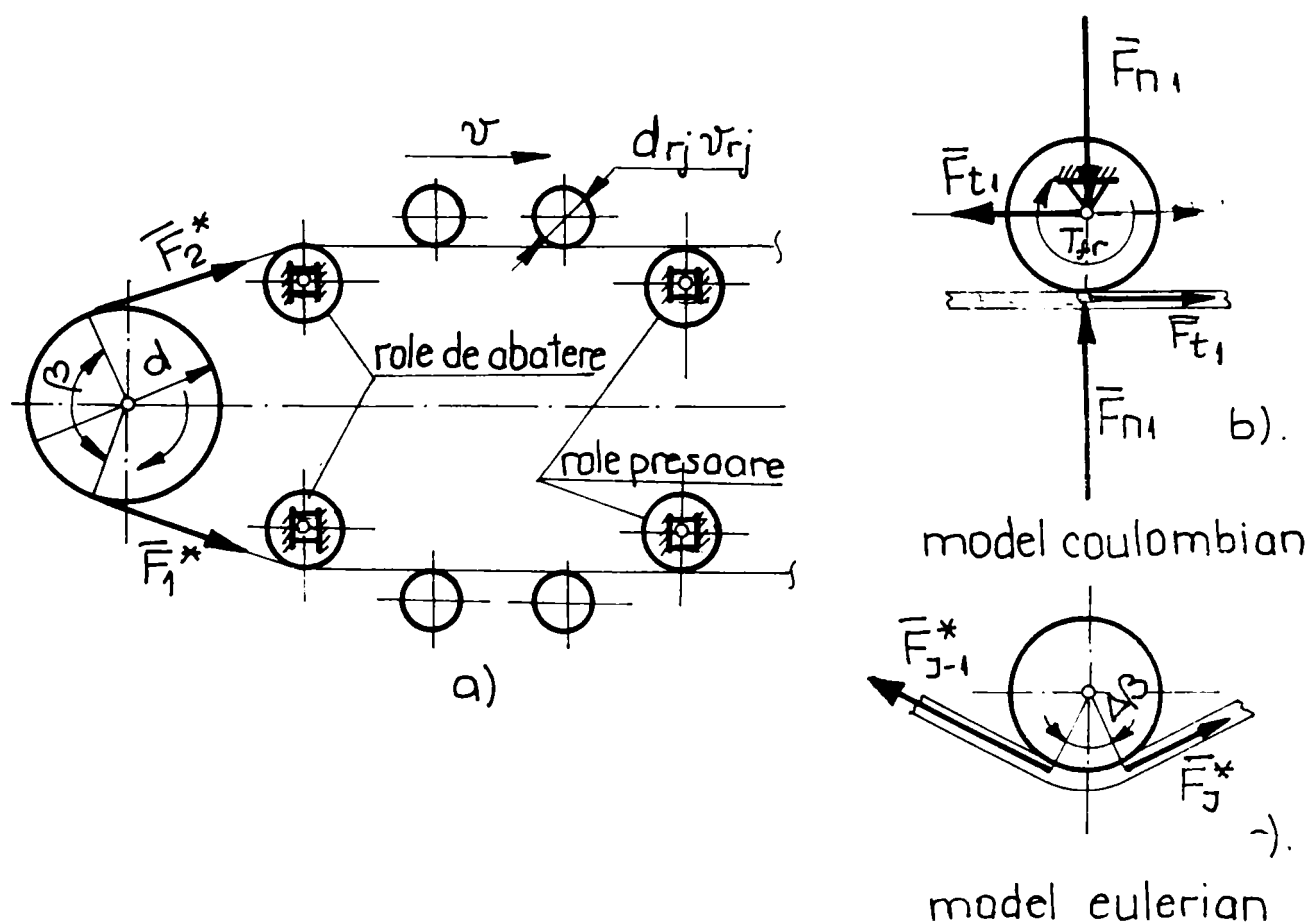


Figura 2.2.

Pentru transmisia prin curea (de bază) cu arborii paraleli și ramurile deschise sunt valabile relațiile care există la orice transmisie de acest tip.

În ceea ce privește T.T. propriu-zisă transferul energetic se realizează tot prin frecare dar, după cum se observă din fig.2.2.c unghiul de înfășurare este foarte mic, apropiat de zero. Problema care se pune este de a preciza după care model (coulombian sau eulerian) se realizează frecarea. Având în vedere însă flexibilitatea curelei, se pune problema în ce măsură este posibilă realizarea transferului energetic conform modelului din fig.2.1.b a cărei descriere matematică este dată de legea lui Coulomb:

$$F_{t1} = \mu \cdot F_{n1} \quad (2.1)$$

Pe de altă parte, conform modelului eulerian, la unghiuri tinzând spre zero, relația lui Euler mai are sens doar la limită. Problema care se pune este de a stabili o valoare minimă a unghiului de înfășurare pentru care să poată avea loc transferul energetic după modelul eulerian. Trebuie observat și faptul că scăderea unghiului de înfășurare trebuie compensată de creșterea coeficientului de frecare μ . În același timp însă și în cazul frecării coulombiene un coeficient de frecare ridicat conduce la apariția unei forțe de frecare mai mari. Avantajul în acest caz îl constituie posibilitatea scăderii forțelor de apăsare. În plus, relația lui Coulomb sub forma (2.1) nu corespunde întru totul realității, întrucât coeficientul de frecare este influențat și de alți factori care vor fi precizați în paragrafele următoare.

Răspunsul la această problemă nu este chiar atât de simplu și se pare că lui i se datorează "ignorarea" acestor transmisii.

De altfel, cataloagele firmelor specializate în producerea curelelor tangențiale (tot mai sărace în informații asupra T.T. atât sub aspect constructiv cât și sub cel al unui calcul sumar de alegere a curelei) indică valori superioare ($\mu = 0,7$) pentru coeficientul de frecare în comparație cu transmisiile obișnuite.

Se consideră în prima analiză că forța tangențială este preluată în mod egal de fuserile antrenate.

Dacă se are în vedere faptul că transferul energetic se face printr-un element flexibil (cureaua) și că în timpul funcționării se realizează un unghi mic de înfășurare conform fig.2.2 c, atunci, pentru fiecare consumator tangențial se pot scrie relațiile:

$$F_{tj} = F_{j-1}^* - F_j^* \wedge F_{j-1}^* / F_j^* = e^{\mu \Delta \beta_j} \quad (2.2)$$

utilizând descrierea matematică euleriană.

Întrucât cele de mai sus nu lămuresc natura contactului cu frecare dintre roata tangențială și curea, s-au analizat soluțiile constructive posibile. Această analiză a relevat următoarele aspecte:

- contactul forțat dintre curea și roată în cazul prezentat în fig. 2.3 a, este asigurat de acțiunea unei forțe elastice asupra unei role presoare plasate în dreptul fiecărui consumator. Soluția este deosebit de dezavantajoasă pentru curea întrucât are ca efect laminarea și uzarea curelei. Din acest motiv soluția nu este aplicată în practică;

- contactul forțat dintre roată și curea, asigurat de însăși roata condusă, sub acțiunea unei forțe elastice (fig.2.3 b) nu poate fi realizat din cauza elementului flexibil care nu permite acest mod de funcționare;

• dacă fiecare consumator este cuplat printr-o pârghie oscilantă cu rola presoare (fig.2.3 c) se elimină dezavantajul menționat pentru soluția din (fig.2.3 a) însă se vor produce uzări mari ale curelei. În acest caz, se asigură un unghi mic de înfășurare a curelei pe fus / rolă. Dezavantajul menționat este compensat în mare parte, de caracteristicile mecanice superioare ale curelelor moderne și de oscilația rolei presoare;

• prin reducerea la jumătate a numărului rotelor presoare astfel încât o rolă să deservească o pereche de consumatori (fig.2.3 d), condițiile de funcționare a curelei se îmbunătățesc evident, motiv pentru care această soluție se aplică preferențial la construcția antrenării prin contact tangențial a unităților de lucru ale mașinilor textile. Și în acest caz se asigură un unghi mic de înfășurare a curelei pe rola consumator cvasitangențial, iar schimbarea de sens a flexiunilor se reduce la jumătate (cu implicații favorabile pentru durabilitatea la oboseală);

• dispunerea rotelor antrenate după o curbă lanțisor (fig.2.3 e) reprezintă o soluție constructivă mai veche, abandonată se pare în prezent, datorită dificultăților reglajului, respectiv, a preciziei de dispunere a consumatorilor individuali. Și în acest caz se asigură un unghi de înfășurare $\Delta\beta$ a curelei pe fiecare consumator.

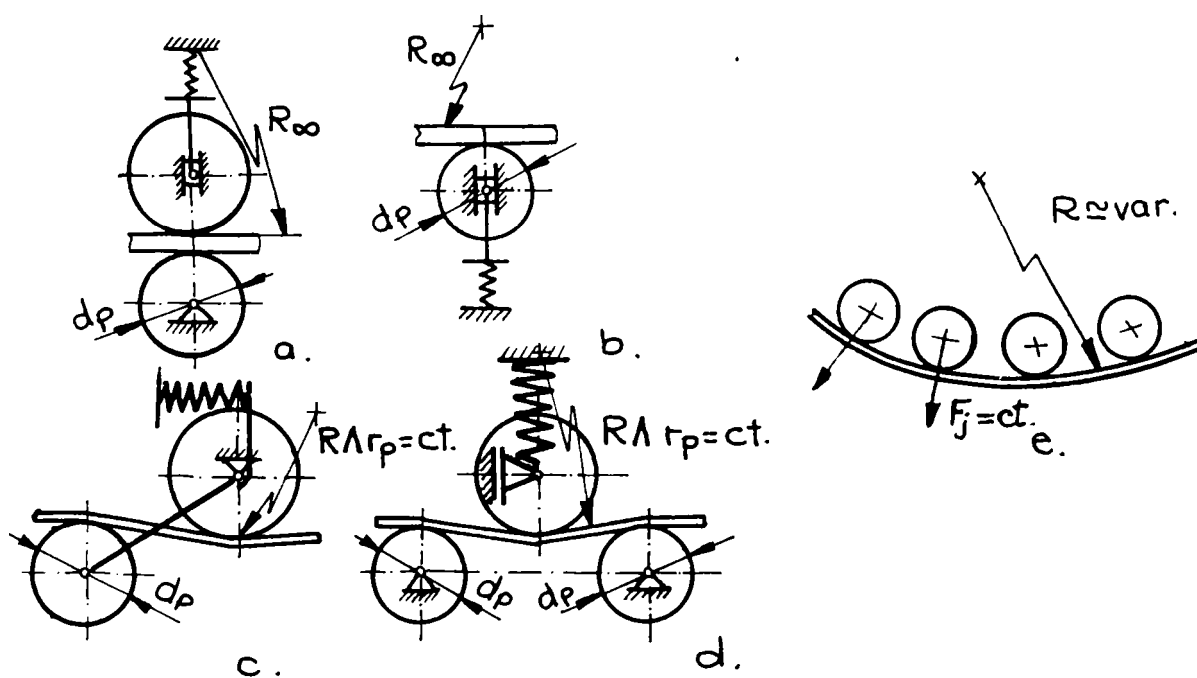


Figura 2.3. a...e.

628.190/369A
 Universitatea tehnică
 TIMISOARA
 Biblioteca centrală

Concluzie.

- ◆ Soluțiile constructive aplicate în prezent la antrenarea prin "contact tangențial" sunt acelea care realizează un unghi de înfășurare $\Delta\beta$ a curelei pe rola antrenată.
- ◆ Soluțiile cu $\beta \cong 0$ sunt dificil de realizat fie datorită flexibilității curelei, fie datorită condițiilor deosebit de dezavantajoase pentru funcționarea acesteia, ceea ce ar determina distrugerea ei rapidă.
- ◆ Deși atât caracterul flexibil al elementului intermediar cât și soluțiile constructive par să conducă spre modelul eulerian, natura contactului cu frecare în cazul T.T. rămâne o problemă deschisă.

2.2. Bazele teoretice ale funcționării transmisiei cu element flexibil.

2.2.1. Modelul mecanic al funcționării transmisiei prin frecare cu element flexibil.

Dacă se acceptă structura T.T. drept reunire de două transmisii cu funcționare intercondiționată, atunci studiul acesteia trebuie să pornească de la transmisia de bază care, după cum s-a arătat în paragrafele anterioare, este o transmisie obișnuită prin curea lată, cu arbori paraleli și ramuri, tensionată permanent cu $a \wedge L_p = \text{var}$. Ea realizează un raport de transmitere $i = 1$ cu ajutorul a două roți identice (fig.1.1) sau cu ajutorul a două role de abatere (fig.2.4).

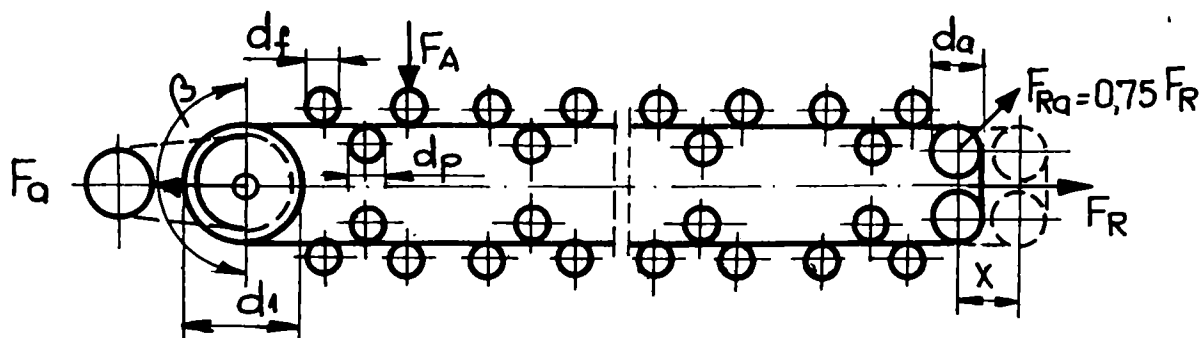


Figura 2.4.

Pentru determinarea tensiunilor din fir și a legăturii dintre acestea se recurge la modelul mecanic al firului real sprijinit pe o suprafață cilindrică aspră (fig.2.5). [G2], [H9].

Echivalarea curelei cu un fir real se realizează prin reducerea ei la axa sa neutră. Se consideră că suprafața cilindrică / roata se află în mișcare de rotație uniformă. Pentru ansamblul roată-curea, rolul de element motor este îndeplinit, după caz, fie de suprafața cilindrică aspră pentru roata motoare, fie de firul real, pentru roata condusă.

Condiția de echilibru dinamic este dată de ecuația diferențială:

$$\bar{a}dm = d\bar{F} + d\bar{F}_{1,2} \wedge d\bar{F}_{1,2} = (F_{\tau_{1,2}} \cdot \bar{\tau} + F_{n_{1,2}} \cdot \bar{n})ds \quad (2.3)$$

scrisă pentru un element infinitesimal din firul tensionat la extremități asupra căruia acționează (conform fig. 2.5) următoarele forțe, considerate uniform distribuite: forțele de legătură, forțele masice, rezistența opusă de mediu la înaintare.

Întrucât firul este extensibil, va apărea o variație locală a vitezei, conform relației:

$$\text{div} \bar{v} = \frac{v}{f} \cdot \frac{\partial f}{\partial s} \quad (2.4)$$

în care $f = 1 + \varepsilon_r = 1 + \frac{F}{E_t \cdot A_c}$ reprezintă funcția elastică a materialelor

care respectă legea lui Hooke. Majoritatea curelelor de construcție modernă se încadrează în această categorie. Se demonstrează [S3] că, dacă traiectoria Γ_n rămâne invariabilă în timp și apare ca o curbă imobilă, mișcarea firului este staționară. Întrucât F include și forțele masice, pentru a obține forța activă din curea care contribuie efectiv la realizarea apăsării radiale, se face schimbarea de funcție:

$$F' = F - \frac{m_{01}}{f} \cdot v^2 \quad (2.5)$$

unde:

- m_{01} [kg/m] este masa liniară a firului netensionat.

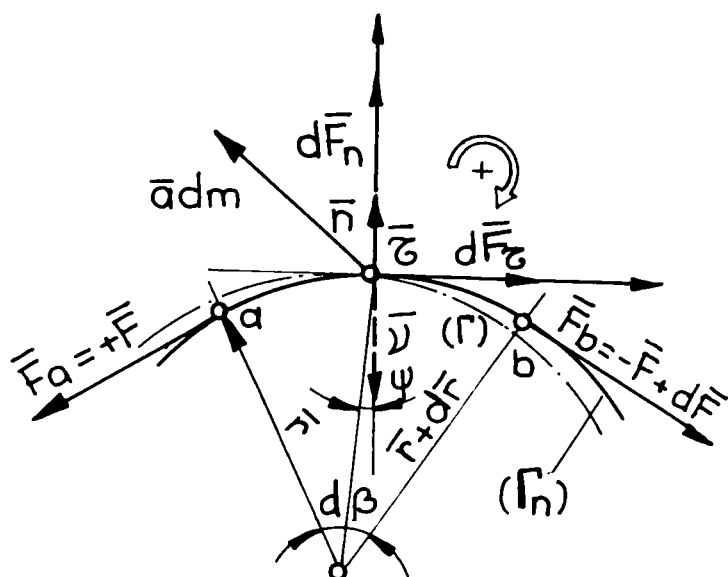


Figura 2.5.

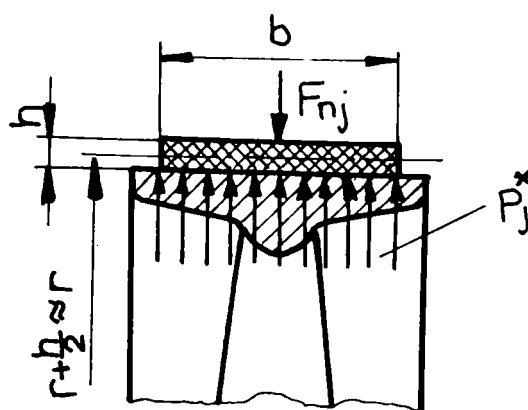


Figura 2.6.

Astfel, proiecțiile mișcării pe axe intrinseci ale traiectoriei (τ_0 și n_0) devin:

$$\frac{dF^*}{ds} = -F_\tau; \quad \frac{F^*}{r} = F_n \quad (2.6)$$

În care versorii $\bar{\tau} \perp \bar{n}$ și $[\bar{\tau} \cdot \bar{n}] = -1$.

Sistemul de ecuații diferențiale cu variabile separabile (2.6) arată echivalența momentană a mișcării analizate cu o stare de repaus aparent. Soluțiile sale permit determinarea, funcție de arcul de alunecare, a eforturilor din fir și forma traiectoriei.

$$F^* = C \cdot \exp\left(-\int_0^{s_{al}} \Phi \frac{dS}{r}\right) = C \cdot e^{-\beta_{al}} \quad (2.7)$$

$$C \cdot \exp\left(-\int_0^{s_{al}} \Delta ds\right) = 1$$

Particularitățile geometrice și elastice ale contactului forțat roată - curea sunt luate în considerare prin funcțiile ajutătoare și constanta de integrare:

$$\Phi = \frac{F_\tau}{F_n}; \Delta = \frac{\Phi}{r} + \frac{1}{r \cdot F_n} \cdot \frac{\partial}{\partial s} (r \cdot F_n); C = F_{s_{al}}^* = 0 \text{ pentru } F_l^* = 0$$

În cazul curelelor late, traiectoria firului este circulară ($\Gamma_n = \Gamma; \bar{r} = r = ct.$) (fig.2.6) și deci :

$$ds = r \cdot d\beta; F_\tau = \mu F_n; \quad F_n = p^* \cdot b \quad (2.8)$$

De aici rezultă că forța activă depinde exclusiv de natura coeficientului de frecare μ .

2.2.2. Starea de tensiune pe conturul transmisiei la funcționarea în gol și în sarcină.

Particularitățile procesului de frecare.

Din analiza teoriilor molecularo - mecanice [K2] rezultă pentru transmisiile prin curele următorii factori determinanți:

- ◆ 1. natura perechii de materiale aflate în contact ;
- ◆ 2. geometria suprafețelor de contact prin formă, mărime absolută și rugozitate;

În cazul transmisiilor prin curele late, acest grup de factori prezintă o importanță relativ redusă;

- ◆ 3. parametri funcționali și climatici, reprezentați prin presiunea de contact p^* , viteza relativă de alunecare v_{al} , temperatura și umiditatea mediului ambiant. Influența acestor factori este specifică fiecărei aplicații. S-a constatat că, în condiții normale de funcționare, influența presiunii de contact și a vitezei de alunecare este mult mai mare decât cea a temperaturii și a umidității mediului ambiant.

Rezultatele cercetărilor asupra coeficientului de frecare, în cazul transmisiilor prin curele, efectuate de diverși autori, prin modelare statică sunt sintetizate în [I1], [H9], [G2].

Pentru coeficientul de frecare uscată, literatura de specialitate [K1] indică următoarele dependențe, verificate experimental:

$$\mu = \frac{a_1}{p^*} + b_1 \cong a_2 - b_2 \cdot p^* \tag{2.9}$$

$$\mu = (a + b \cdot v_{al}) \cdot e^{-c \cdot v_{al}} + d \cong a + b \cdot v_{al}$$

în care constantele a, b, și d depind de natura materialului și de geometria suprafețelor de contact.

Aceste relații au fost particularizate de diferiți cercetători conform [K1], [G2]; interpretarea grafică după [G2] este redată în figura 2.7.

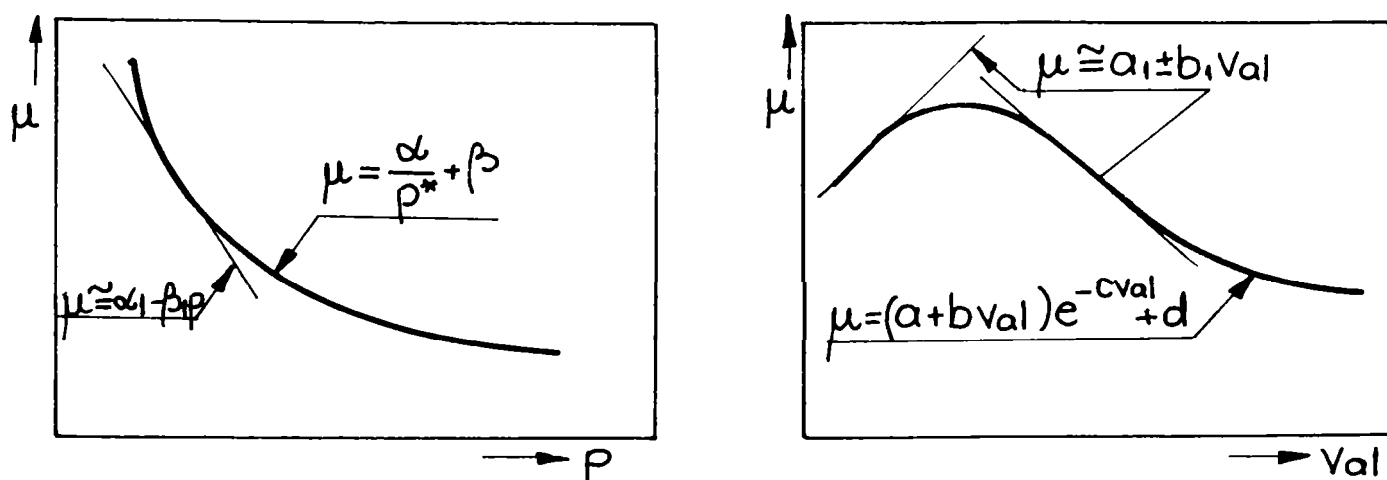


Figura 2.7. [G2].

În ceea ce privește transmisia tangențială prin curele late, literatura de specialitate nu oferă nici un fel de date asupra coeficientului de frecare; în cataloagele firmelor specializate producătoare de curele tangențiale (HABASIT, VIS, etc.) se indică o valoare constantă pentru coeficientul de frecare și anume $\mu = 0,7$ în cazul utilizării roților din oțel cu rugozitatea suprafeței active $R_{a_{max}} \cong 1,6\mu\text{m}$. Firma SIEGLING nu se referă decât la rugozitatea suprafețelor active ale roților care este limitată la $R_{a_{max}} = 0,8\mu\text{m}$.

În cazul curelelor late din piele / cu strat de aderență din piele, coeficientul de frecare variază sensibil cu viteza de alunecare și cu presiunea de contact.

Svetlițki [S3] a admis o variație liniară a coeficientului de frecare cu viteza de alunecare și cu presiunea de contact, conform relațiilor:

$$\begin{aligned} \mu &= \mu_{0p} + b \cdot v_{al} = a_1 + b_1 \cdot F^* \\ \mu &= \mu_{0v} - b \cdot p^* = a_2 - b_2 \cdot F^* \end{aligned} \quad (2.10)$$

Astfel, soluțiile sistemului de ecuații (2.6) devin:

$$\frac{F_1^*}{F_2^*} + \frac{b_{1,2}}{\alpha_{1,2}} \left(e^{a_{1,2} \cdot \beta_{al}} - 1 \right) \cdot F_1^* = e^{a_{1,2} \cdot \beta_{al}} \quad (2.11)$$

în care:

$$\begin{aligned} a_1 &= \mu_{0p} + b \cdot v_1 \left(1 - \frac{l}{f_1} \right) \\ a_2 &= \mu_{0v} \\ b_1 &= \frac{b}{E_t \cdot A_c} \cdot \frac{v_1}{f_1}; b_2 = b \frac{h}{r} \cdot \frac{l}{A_c} \\ \frac{l}{\alpha} &= 1 - \frac{m_{01}}{E_t \cdot A_c} \left(\frac{v_1}{v_0} \right)^2 \\ F_{1,2}^* &= F_{1,2} - m_{01} \cdot \alpha \left(\frac{v_{1,2}}{f_{1,2}} \right)^2 \end{aligned}$$

În literatura de specialitate [H9] se citează următoarele cazuri particulare, obținute de diferiți autori prin simplificarea condițiilor inițiale.

Astfel N. Petrov, considerând $\mu = \text{ct.}$, ($a_{1,2} = \mu$; $b_{1,2} = 0$; $\alpha \cong f_{1,2}$) obține relația:

$$\frac{F_1^*}{F_2^*} = \frac{F_1 - \frac{m_{01}^2}{f_1} \cdot v_1^2}{F_2 - \frac{m_{02}^2}{f_2} \cdot v_2^2} = e^{\mu \beta_{al}} \quad (2.12)$$

Această relație se poate utiliza pentru curelele late din țesături simple sau cauciucate și din mase plastice.

F. Grashof ia în considerare doar efectul forțelor centrifuge și ignoră elasticitatea curelei ($\mu = ct$; $f_{1,2} = 1$; $a_{1,2} = \mu$; $b_{1,2} = 0$; $\alpha = 1$) obținând relația:

$$\frac{F_1^*}{F_2^*} = \frac{F_1 - m_{01} \cdot v^2}{F_2 - m_{02} \cdot v^2} = e^{\mu\beta} \quad (2.13)$$

L. Euler și J.A. Eytelwein au obținut pentru $\mu = ct$; $f_{1,2}$; $m_{01} \cong 0$ ($\alpha_{1,2} = \mu$; $b_{1,2} \cong 0$; $\alpha = 1$) relația:

$$\frac{F_1^*}{F_2^*} = \exp(\mu\beta_{at}) \quad (2.14)$$

care, datorită simplității ei se folosește cel mai frecvent la studiul transmisiilor prin curele cu toate că în unele cazuri conduce la rezultate eronate.

Din condiția de echilibru a roții motoare (fig. 2.8) rezultă:

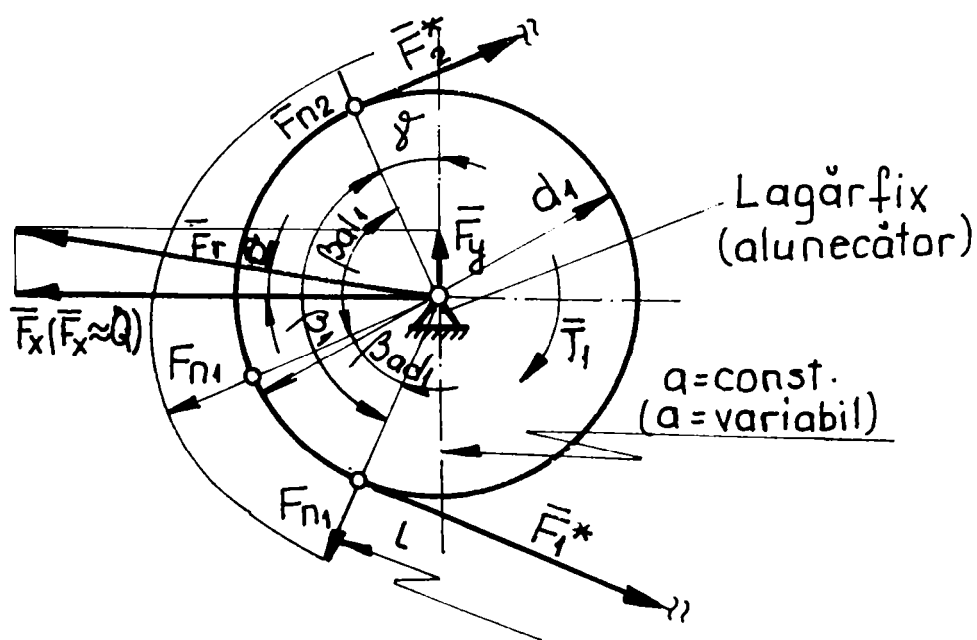


Figura 2.8.

$$T_1 + F_2^* \cdot \frac{d_1}{2} = F_1^* \cdot \frac{d_1}{2} \vee F_1 \cdot \frac{d_1}{2} = (F_1^* - F_2^*) \frac{d_1}{2} \quad (2.15)$$

ceea ce permite scrierea legăturii dintre forța tangențială și tensiunile din curea:

$$F_t = F_1^* - F_2^* \quad (2.16)$$

Dacă relației (2.16) i se asociază una din relațiile (2.12), (2.13) sau (2.14) se obține legătura $F_{1,2}^* = F_{1,2}^*(F_0, F_t, \mu, \beta_1)$

Aceste relații sunt valabile pentru funcționarea în sarcină. Sub aspect cinematic și cinetostatic, în funcționarea unei transmisii se mai disting următoarele faze:

- ◆ starea de repaus, caracterizată prin $\omega_1 = 0$; $T_r = 0$; $T_1 = 0$. În acest caz, în ramurile transmisiei acționează doar forța inițială de montaj (F_0);
- ◆ funcționarea în gol / fără sarcină, caracterizată prin $\omega_1 \neq 0$; $T_r = 0$; $T_1 \neq 0$. Se observă că în acest caz, $dT_1 = \frac{d_1}{2} dF \approx 0$, deci eforturile care acționează în ramurile transmisiei sunt practic egale.

$$F_{1,2}^* \approx F_0 > 0 \quad (2.17)$$

și ca urmare sistemul de ecuații diferențiale (2.6) se reduce la egalitatea:

$$\frac{F_0^*}{r} = \frac{F_0 - \frac{m_{01}}{f_0} v^2}{r} = F_{n0} \quad (2.18)$$

Între $F_{1,2}^*$ și F_0 nu s-a stabilit încă o legătură biunivocă.

Asupra arborilor roților va acționa o forță egală cu suma vectorială a forțelor efective din ramuri. Proiecțiile ei, pe un sistem de axe ortogonal în cazul $\beta \leq \pi$ și $i \geq 1$ sunt date de expresiile [G2]:

$$\begin{aligned} F_x &= r_1 \int_0^{\beta_{r1}} F_n (\sin \beta + \gamma) d\beta + r \int_0^{\pi - (2\pi + \beta_{r1})} F_n [\sin(\beta + \gamma) - \mu \cos(\beta + \gamma)] d\beta = \\ &= (F_1^* + F_2^*) \sin \frac{\beta}{2} \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} F_y &= -r_1 \int_0^{\beta_{r2}} F_n (\cos \beta + \gamma) d\beta + r \int_0^{\pi - (2\gamma + \beta_{r1})} F_n [\cos(\beta + \gamma) + \mu \sin(\beta + \gamma)] d\beta = \\ &= (F_1^* - F_2^*) \cos \frac{\beta}{2} = F_t \cdot \frac{\beta_1}{2} \end{aligned}$$

Încărcarea arborelui va fi:

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{(F_1^*)^2 + (F_2^*)^2 + 2F_1^* \cdot F_2^* \cdot \cos(F_1^* F_2^*)}$$

Din figura 2.8 rezultă:

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{F_y}{F_x} = \operatorname{arctg} \left(\frac{F_t}{F_1^* + F_2^*} \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2} \right) \quad (2.20)$$

Pentru funcționarea în gol, $F_1^* = F_2^* \approx F_0$, expresiile (2.20) devin:

$$F_{ro} = 2F_0^* \sin \frac{\beta_1}{2} \quad (2.21)$$

$$\theta_0 = 0$$

Dacă se acceptă ipoteza simplificatoare a omogenității materialului în secțiunea transversală $A_c = b \cdot h = ct.$ valabilă în cazul curelelor compozite, tensiunile din curea se vor putea determina din relația generală:

$$\sigma_j = \frac{F_j}{A_c} \quad (2.22)$$

în care:

- $A_c = b \cdot h$ reprezintă aria secțiunii transversale a curelei, (a elementelor de rezistență în cazul curelelor compozite);
- σ_j reprezintă:

a). tensiunile nominale $\sigma_{1,2} = \frac{F_{1,2}}{A_c}$

b). tensiunile inițiale $\sigma_0 = \frac{F_0}{A_c}$

c). tensiunile active $\sigma_{1,2}^* = \frac{F_{1,2}^*}{A_c}$

d). tensiunea utilă $\sigma_u = \frac{F_t}{A_c}$

e). tensiunea datorată forțelor centrifuge $\sigma_m = \frac{F_m}{A_c} = \rho \cdot v^2$

în care: $F_m = \rho \cdot v^2 \cdot A_c.$

La înfășurarea curelei pe roți apar tensiunile liniar distribuite pe grosimea h , $\sigma_{i,2}$ a căror expresie este:

$$\sigma_{i,2} = E_i \cdot \frac{2 \cdot y_{max}}{d_{1,2}} ;$$

Întrucât pentru curelele late $y_{max} \cong h/2$,

$$\sigma_{i,2} = E_i \cdot \frac{h}{d_{1,2}}$$

unde E_i reprezintă modulul de elasticitate la încovoiere.

În cazul curelelor cauciucate, datorită neomogenității materialului, E_i este o mărime convențională, obținută numai pe cale experimentală. [G2].

Întrucât legătura dintre eforturi și tensiuni este liniară se conservă relațiile (2.12) (2.13) și (2.14), astfel încât se pot scrie soluțiile particulare:

$$\begin{aligned} \sigma_2^* &= \sigma_1^* e^{-\mu\beta_{al}} ; \sigma_u = \sigma_1^* - \sigma_2^* = \sigma_1 - \sigma_2 \\ \sigma_{1,2}^* &= \sigma_{1,2} - \sigma_m ; \lim_{\beta_{al} \rightarrow 0} \vec{\sigma}_{1,2} = \sigma_\theta \wedge \lim_{\beta_{al} \rightarrow 0} \vec{\sigma}_{1,2} = \sigma_\theta^* \end{aligned} \quad (2.23)$$

Datorită contactului forțat roată-curea, suprafețele active sunt solificate la strivire:

$$p_m^* = 2 \cdot \sigma_m \cdot \frac{h}{d_m} ; \quad \sigma_m = \frac{F_1^* + F_2^*}{2 \cdot A_c} \cong \sigma_p \quad (2.24)$$

Curelele moderne au o structură neomogenă în secțiune. Întrucât E_t se referă la ansamblul structurii, iar E_i privește doar stratul de rezistență (învelișul și stratul de frecare având rigidități la încovoiere practic neglijabile), ($E_t \cong E_i$). Pentru un ciclu complet de funcționare a transmisiei, corespunzător parcurgerii întregului contur, starea de tensiune a curelei va suferi atâtea cicluri cu asimetrie pozitivă câte roți are transmisia (fig.2.9).

Relațiile (2.14) și (2.16.) indică faptul că eforturile din curea variază pe lungimea arcului de înfășurare și anume, descrește de la valoarea F_1^* din punctul în care cureaua atacă roata la valoarea F_2^* în punctul în care cureaua părăsește roata. Întrucât cureaua este un element extensibil, variația forței va determina o variație a deformației pe lungimea arcului de înfășurare ceea ce are ca efect o alunecare relativă între curea și roată, denumită alunecare elastică. Matematic, aceasta

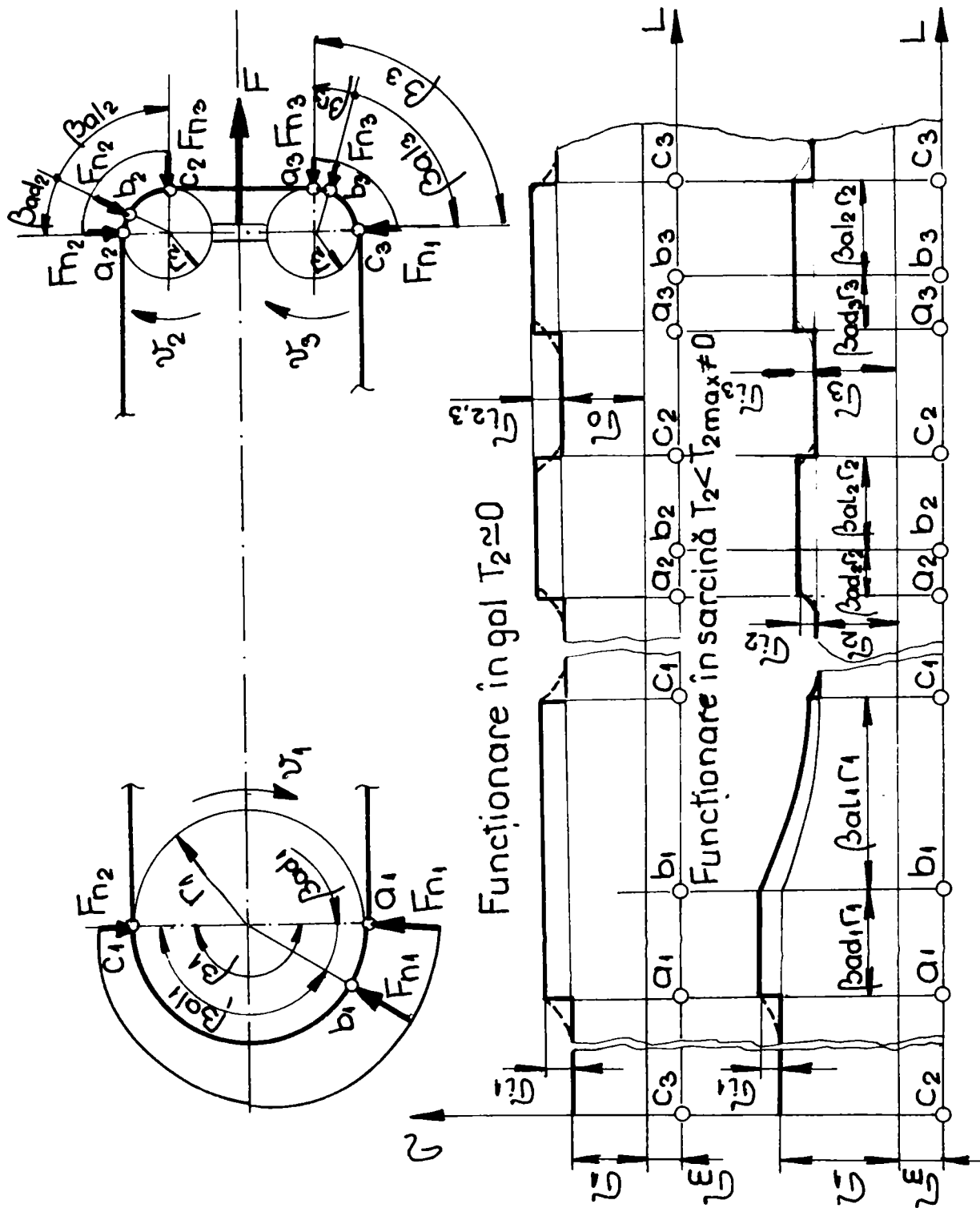


Figura 2.9.

poate fi evidențiată pornind de la ecuația vitezei (2.4) prin integrarea căreia se obține:

$$\frac{v}{f} = \frac{v_1}{f_1} - \frac{v_2}{f_2} - ct. \quad (2.25)$$

Întrucât funcția elastică (invariantul Kretz) $f_j = 1 + \varepsilon_{t_j} = 1 + \frac{F_j}{E_t \cdot A_c}$

depinde de starea locală de tensiune $\left(\delta_j = \frac{F_j}{A_c} \right)$ se observă că viteza

curelei variază pe conturul arcelor de înfășurare funcție de aceasta și de modulul de elasticitate longitudinal.

Literatura de specialitate explică efectul extensibilității la transmisiile prin curele prin caracterul frecării dintre roată și curea - frecare de alunecare și nu de aderență.

S-a constatat experimental că mărimea arcului de alunecare elastică variază în funcție de cuplul rezistent între limitele: $\beta_{al} \in [0, \hat{\beta}]$.

De asemenea, este acceptată astăzi interpretarea dată de Jukovski conform căreia :

- ◆ la funcționarea fără patinare ($T_{rez} \leq T_{lim}$) arcul de înfășurare prezintă două porțiuni distincte (fig.2.9) : una, corespunzătoare unghiului de aderență β_{ad} și o alta corespunzătoare unghiului alunecare β_{al} . În zona de aderență sau repaus starea de efort din curea este invariabilă, iar punctele acesteia au viteza egală cu a roții;
- ◆ în zona unghiului de alunecare elastică ia naștere reacțiunea de frecare și are loc o variație exponențială a stării de efort.

Dacă, prin creșterea forței utile, arcul de alunecare devine egal cu unghiul de înfășurare, ($\beta_{al} = \beta_1$) funcționarea transmisiei este însoțită aproape simultan de patinarea curelei pe roată.

Datorită alunecării elastice, ramura condusă părăsește roata motoare cu $v_2 < v_1$, iar ramura motoare părăsește roata condusă cu $v_2 < v_1$.

Aprecierea cantitativă a alunecării elastice se face pe baza unei mărimi adimensionale, coeficientul alunecării elastice ξ , definită prin:

$$\xi = 1 - \frac{f_2}{f_1} = \frac{f_1 - f_2}{f_1} = \frac{F'_1 - F'_2}{E_t \cdot A_c \left(1 + \frac{F'_1}{E_t \cdot A_c} \right)} \quad (2.26)$$

Mentținerea lui la valori cât mai mici este posibilă prin creșterea rigidității la întindere a curelei ($E_c \cdot A_c$).

Pentru curele late din piele $\xi \cong 1,5...2,5\%$, iar pentru materiale compozite, $\xi \cong 0,1...1,2\%$

Variația coeficientului de alunecare elastică (determinat experimental), este prezentată în figura 2.10.

Fenomenul transmiterii sarcinilor prin curele poate fi urmărit experimental cu ajutorul curbelor de alunecare $\varphi = \varphi(\xi)$, (fig.2.10), unde φ este coeficientul de tracțiune sau invariantul Kutzbach, definit prin relațiile:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1 - F_2}{2F_0} = \frac{\sigma_u}{2\sigma_0} \quad (2.27)$$

Întrucât în momentul în care pe arcul de înfășurare există alunecare elastică și patinare sau numai patinare relațiile (2.26) își pierd valabilitatea, rezultatele teoretice trebuie completate cu date experimentale.

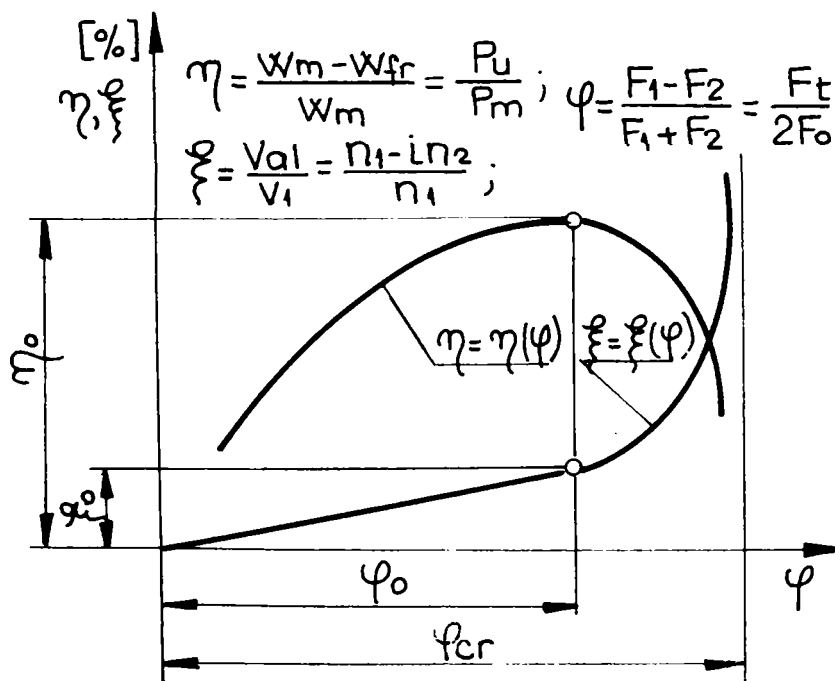


Figura 2.10.

Mulțimii parametrilor $\left\{ \mu; E_c; F_0; \frac{d}{h}; i; v \right\}$ îi corespund univoc familiile de curbe $\xi(\varphi) \cup \eta(\varphi)$ denumite **caracteristica universală de tracțiune a transmisiei**. [G2].

Analiza acestor curbe relevă următoarele aspecte funcționale:

- ◆ capacitatea de tracțiune disponibilă este exploatată integral și eficient în vecinătatea optimului $\varphi = \varphi_{opt}$ pentru care $\exists \xi_{opt} \cup \eta_{opt} = \eta_{max}$;
- ◆ în afara acestei zone există două domenii în care transmisia lucrează imperfect fie datorită utilizării incomplete a capacității de tracțiune (a) fie datorită patinării (b):

(a). $\varphi < \varphi_{opt} \cup \eta < \eta_{max}$

(b). $\varphi < \varphi_{opt}$; $\eta < \eta_{max}$; $\varphi \rightarrow 1$; $\omega_2 \rightarrow 0$

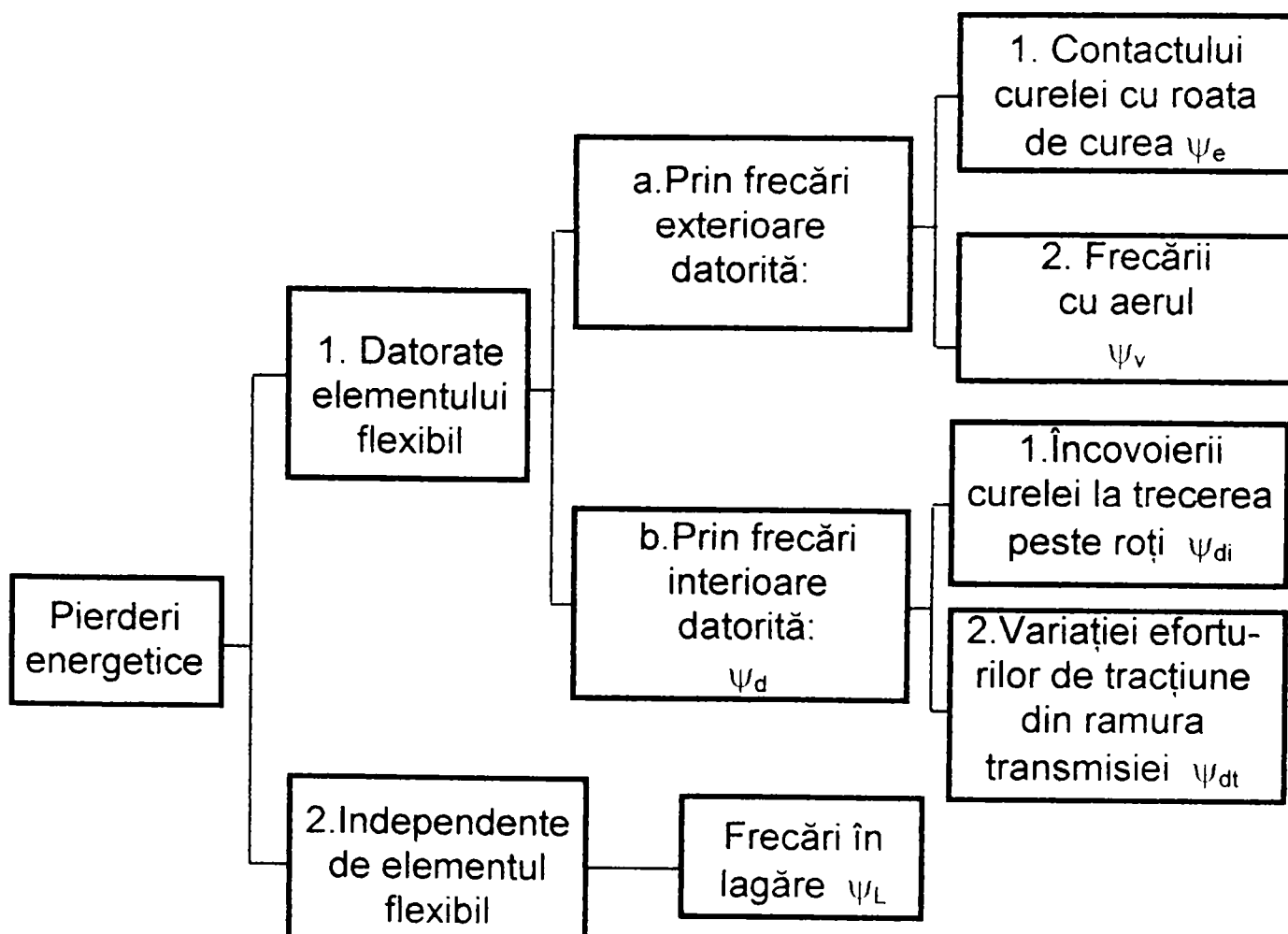
Se definește **stabilitatea funcțională a transmisiei** raportul

$$\frac{\varphi_{opt}}{\varphi_{cr}} < 1, \text{ unde } \varphi_{cr} = \lim_{\beta_{al} \rightarrow \beta_{min}} \varphi > \varphi \text{ sau } \varphi \rightarrow 1 \text{ și } \omega_2 \rightarrow 0.$$

Din literatura de specialitate [G1] rezultă că stabilitatea față de patinare crește odată cu reducerea raportului la valori sub 0,6, cerință satisfăcută în bune condiții de profilele late.

2.2.3. Pierderile energetice. Randamentul transmisiei.

În cazul transmisiilor prin curele late se identifică următoarele cauze generatoare de pierderi energetice:



Toate aceste pierderi conduc la micșorarea momentului de torsiune transmis, ceea ce echivalează cu micșorarea randamentului transmisiei. Analiza lor are scopul de a evidenția factorii asupra cărora trebuie să se acționeze pentru îmbunătățirea randamentului.

Efectul global al pierderilor pentru structurile compozite poate conduce la reduceri ale randamentului de 2 - 4 % (max. 10 %) în condiții normale de funcționare.

2.2.3.a.1. Pierderile energetice care se manifestă la contactul dintre curea și roata de curea au drept cauză fenomenul alunecării elastice și ca urmare sunt inevitabile.

Întrucât în cazul curelelor late, traiectoria este circulară, mărimea acestor pierderi se poate determina fără nici o dificultate prin integrarea forțelor de frecare elementare înmulțite cu viteza relativă locală.

Relațiile date în literatura de specialitate [G5] pentru cele două roți ale transmisiei, pentru lucrul mecanic prin frecare, în ipoteza că $\mu = \text{ct.}$, sunt:

$$\Delta L_{fr} = \sum_{j=1}^2 \int_0^{s_{\omega_j}} \int_0^{\beta_{\omega_j}} \mu \cdot F_N \cdot \left(1 - \frac{f}{f_1}\right) \cdot r_j \cdot d\beta_j \cdot ds_j = \frac{F_t^2}{E_t \cdot A_c \cdot f_1} \cdot L_p \quad (2.28)$$

în care L_p reprezintă lungimea drumului parcurs pe durata unui ciclu disipativ, respectiv drumul de alunecare. Deci $L_p = s_{al1} = s_{al2}$. Pierderile specifice sunt date de relația:

$$\psi_j \Leftrightarrow \frac{d \Delta P_j}{P} \quad (2.29)$$

prin raportarea lucrului mecanic total la lucrul mecanic util corespunzătoare unei perioade complete.

Atunci :

$$\Delta P_e = \frac{\Delta L_{fr}}{t} = F_t \cdot v_{al} \quad (2.30)$$

iar

$$\psi_e = \frac{\Delta P}{P} = \frac{\Delta L_{fr} \cdot v}{t \cdot F_t} = \frac{F_t \cdot v_{al}}{F_t \cdot v} = \frac{v_{al}}{v} = \xi \quad (2.31)$$

Deci, pierderile specifice de energie pentru o perioadă completă sunt egale cu coeficientul alunecării elastice ξ .

Întrucât

$$\xi = \frac{F_t}{E_t \cdot A_c}$$

rezultă că reducerea pierderilor specifice de energie se face pe baza creșterii modului de elasticitate longitudinal, care pentru materialele moderne de curea are valori $E_t \geq 300 \dots 500$ [MPa].

2.2.3.a.2. Pierderi aerodinamice.

Cauza acestor pierderi fiind frecarea dintre curea, roata de curea și aerul, rezultă că ele devin importante la transmisiile rapide ($v \geq 30$ m/s).[G5]

$$\Delta P_V = \Delta P_C + \Delta P_R = (C_{FC} \cdot A_{LC} + C_{FR} \cdot A_{LR}) \cdot v^3 \quad (2.32)$$

$$\psi_V = \frac{\Delta P_V}{P} = \frac{(C_{FC} \cdot A_{LC} + C_{FR} \cdot A_{LR}) \cdot v^3}{F_t \cdot v} = \frac{(C_{FC} \cdot A_{LC} + C_{FR} \cdot A_{LR}) \cdot v^3}{\sigma_\mu \cdot A_C \cdot v} \quad (2.33)$$

în care:

C_F [Ns²/m⁴] - este coeficientul de rezistență aerodinamică (pentru roata C_{FR} , respectiv pentru curea C_{FC}).

A_L [m²] - este aria laterală (a ramurilor libere A_{LC} , respectiv a roților A_{LR}).

Relația de calcul (2.33) stabilită pe baza legilor curgerii fluidelor, arată dependența directă a pierderilor de pătratul vitezei curelei.

În [P2] se prezintă comparativ mărimea pierderilor aerodinamice determinate experimental pentru o transmisie prin curea lată cu $i = 5$ în funcție de următoarele mărimi variabile:

- ◆ turația roții mici;
- ◆ diametrul acesteia;
- ◆ viteza periferică.

Rezultatele experimentale au confirmat faptul că pierderile :

- ◆ cresc cu viteza periferică;
- ◆ scad cu diametrul roții mici;
- ◆ cresc cu creșterea turației roții mici.

2.2.3.b.1. Pierderi prin frecări interioare (histeresis).

Aceste pierderi apar ca urmare a încărcărilor ciclice și se manifestă prin încălzirea curelei, în unele cazuri limită, chiar prin modificări structurale.

Proprietățile disipative ale materialului curelei sunt caracterizate prin coeficientul de pierdere prin histeresis dinamic definit de relația:

$$\psi_d = \frac{\Delta W_{dt} + \Delta W_{di}}{W_{dt} + W_{di}} \quad (2.34)$$

în care: W_{dt} - reprezintă pierderea de energie de deformație disipată prin histeresis;
 W_{di} - reprezintă pierderea de energie elastică înmagazinată într-un ciclu de solicitare.

Întrucât mărimile care variază ciclic sunt $\sigma_{1,2}$, respectiv $\sigma_{i1,2}$, se pot determina, prin particularizări corespunzătoare mărimile pierderilor.

Astfel, pentru încovoierea la trecerea peste roți, pierderea de energie se calculează cu relația :

$$\Delta W_{di} \cong \psi_i \sum_{j=1}^2 \frac{E_i}{2r_j} = \int_0^{A_c} \int_0^{\beta_j} y^2 \cdot dA_c \cdot d\beta \cong \psi_i \cdot \sigma_j \left(1 + \frac{l}{i^2} \right) \frac{l_c}{r_1 \cdot h} \cdot L_{pj} \quad (2.35)$$

în care $L_{pj} = s_{\beta_j} = \beta_j \frac{d_j}{2}$ reprezintă lungimea arcului de înfășurare pe una din roțile transmisiei.

Această sursă disipativă de energie are cea mai mare pondere întrucât ea este prezentă atât la funcționarea în gol cât și la funcționarea în sarcină.

2.2.3.b.2. Variația eforturilor de tracțiune.

Modificarea *tensiunii* $\sigma_{1,2}$ ca urmare a variației efortului de tracțiune din ramurile motoare și condusă are ca urmare o pierdere de energie egală cu:

$$\Delta W_{dt} = \psi_t \frac{2}{E_t \cdot A_c} \int_{F_1}^{F_2} \int_0^{L_p} F \cdot dF \cdot ds = \psi_t \frac{\sigma_1^2 - \sigma_2^2}{2E_t} A_c \cdot L_p \quad (2.36)$$

respectiv, o pierdere specifică:

$$\psi_{dt} = \frac{\Delta W_{dt}}{W_{dt}} \quad (2.37)$$

Din analiza relației (2.37) se observă dependența acestor pierderi de tensionarea inițială, viteză și rigiditatea la întindere a curelei.

2.2.3.1. Pierderile din lagăre.

Aceste pierderi depind de:

- ◆ dimensiunile lagărelor;
- ◆ calitatea lor;
- ◆ rezultanta eforturilor din ramuri.

Pentru lucrul mecanic al forțelor de frecare din lagăre, respectiv pentru pierderile specifice, literatura de specialitate indică relațiile :

$$\Delta P_L = F_r \cdot v \sum_{j=1}^2 \mu_j \frac{r_j}{R_{pj}} \quad (2.38)$$

în care: F_r - rezultanta eforturilor din ramuri;

$\mu_j \frac{r_j}{R_j}$ - coeficientul convențional de frecare din lagăre redus la raza R_j .

$$\psi_L \frac{\Delta P_L}{P} \quad (2.39)$$

2.2.3.2. Randamentul mecanic,

Randamentele parțiale η_j se determină cu relația $\eta_j = 1 - \psi_j$. Considerând sursele disipative în serie în circuitul energetic al transmisiei, randamentul mecanic se determină cu relația:

$$\eta = \prod_{j=1}^n \eta_j \quad (2.40)$$

În cazul curelelor late se acceptă pentru proiectare $\eta = 0,94 \dots 0,96$.

În concluzie, ansamblul pierderilor energetice din transmisiile prin curele depind de :

- ◆ forța tangențială ;
- ◆ diametrul roții de curea;
- ◆ proprietățile mecanice ale materialului curelei;
- ◆ viteza curelei;
- ◆ tensionarea inițială.

2.2.3.3. Capacitatea de tracțiune.

Capacitatea de tracțiune reprezintă cuplul și puterea transmise în condiții constructive și funcționale bine precizate.

Relațiile (2.11), (2.14) și (2.15) conțin numai legătura dintre eforturile F_1 și F_2 . Funcționarea unei transmisii prin curele presupune însă realizarea tensionării, adică alegerea sistemului de tensionare și a valorii tensiunii inițiale.

Pentru a se evidenția legătura funcțională care se realizează între tensiunea inițială F_0 , eforturile $F_{1,2}$ și viteza curelei, se va studia în continuare transmisia prin curele, în raport cu sistemul de tensionare.

În cazul T.T., transmisia de bază având rol de element motor, $i=1$, arborii paraleli și ramurile deschise, utilizează exclusiv cureaua lată și sistemul de tensionare cu a și $L_p = \text{var}$. Tensiunea inițială, constantă în timp, se aplică arborelui motor, conform fig.1.2. Alungirea curelei este compensată prin deplasarea după linia centrelor a acestui arbore.

Din condiția de echilibru a roții motoare, în repaus și la funcționarea în gol, rezultă următoarele egalități simultane:

$$F_{0x} = 2F_0 \cdot \sin \frac{\beta_1}{2} = 2F_0' \cdot \sin \frac{\beta_1}{2} = ct.$$

$$F_{0z} = 0 \quad (2.40a)$$

$$F_0 \approx F_0'$$

$$F_x = (F_1' + F_2') \cdot \sin \frac{\beta_1}{2}$$

$$F_y = (F_1' - F_2') \cdot \cos \frac{\beta_1}{2} = F_t \cdot \cos \frac{\beta_1}{2} \quad (2.40b)$$

$$F_{1,2}' = F_{1,2} - F_m$$

Ținând cont că $F_t = F_1 - F_2 = F_1' - F_2' = \frac{2T_{1,2}}{d_{1,2}}$ și aplicând (2.12) rezultă pentru eforturile nominale în ramuri expresiile [H9]:

$$F_1 = \left(F_0 + \frac{m_{01}}{f_0} \cdot v_1^2 \right) + \frac{F_t}{2} = \frac{2F_0}{1 + e^{-\mu\beta_a}} + \frac{m_{01}}{f_0} \cdot v_0^2 \quad (2.41)$$

$$F_2 = \left(F_0 + \frac{m_{01}}{f} \cdot v_0^2 \right) - \frac{F_t}{2} = \frac{2F_0 \cdot e^{-\mu\beta_a}}{1 + e^{-\mu\beta_a}} + \frac{m_{01}}{f_0} \cdot v_0^2$$

Relațiile de mai sus indică o creștere parabolică a eforturilor nominale din ramuri. Deci, transmisia utilizează integral arcul de înfășurare de pe roata motoare și lucrează cu eficiență maximă la orice viteză, conf. Fig. 2.11.

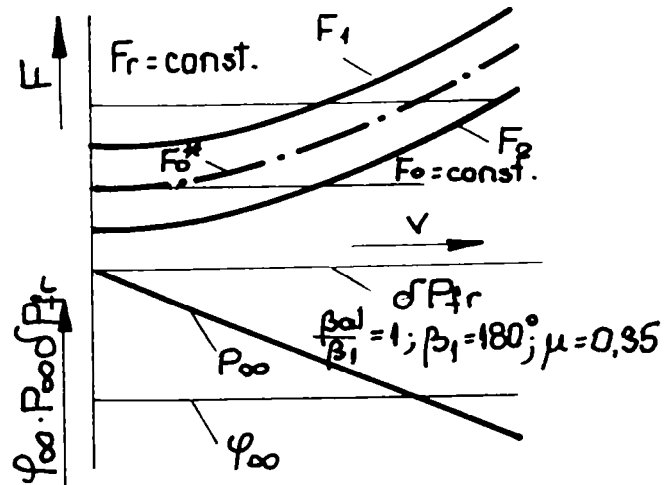


Figura 2.11.

Capitolul 3

ASPECTE SPECIFICE TRANSMISIEI TANGENȚIALE

3.1. Starea de efort din ramurile transmisiei.

Literatura de specialitate se referă doar la transmisia clasică prin curele, pentru care au fost lămurite toate problemele de ordin geometric, cinematic și cinetostatic. În ceea ce privește transmisia cu consumatori multipli și T.T., doar geometria și cinematica sunt prezentate. Puținele materiale referitoare la aceste transmisii [G9], [P6], [I2] încearcă să lămurească următoarele probleme:

- cum se distribuie tensionarea inițială asupra celor n consumatori plasați pe conturul transmisiei ?
- care sunt eforturile din ramurile succesive ale transmisiei ?
- cum poate fi determinat efortul inițial de tensionare necesar ?
- rămân valabile relațiile lui Poncelet ?

Transmisia cu consumatori multipli este definită ca având două sau mai multe roți conduse situate în interiorul sau în exteriorul conturului, centrele lor descriind un poligon neregulat cu n laturi (vezi fig. 3.1).

Dacă există o roată cu diametrul egal cu cel al roții motoare care să descrie împreună cu aceasta conturul unei transmisii cu arbori paraleli și ramuri deschise, iar consumatori, de dimensiuni mai mici dar egale, sunt toți dispuși echidistant în exteriorul sau interiorul conturului menționat, apare imaginea unei T.T. (vezi fig. 3.2.).

Se observă că, în absența unor role presoare care să mărească unghiul de înfășurare, contactul devine tangențial.

Deci, cel puțin din punct de vedere formal, putem considera T.T. ca un caz particular al transmisiei cu consumatori multipli.

Studiul asupra transmisiei s-a făcut în baza următoarelor ipoteze:

- transmisia funcționează în regim stabilizat ($v = ct.$);
- pierderile prin frecare sunt neglijabile ($\eta \cong 1$);
- coeficientul de frecare este constant ($\mu = ct.$);

- cureaua este asimilată unui corp deformabil elastic care respectă legea lui Hooke.

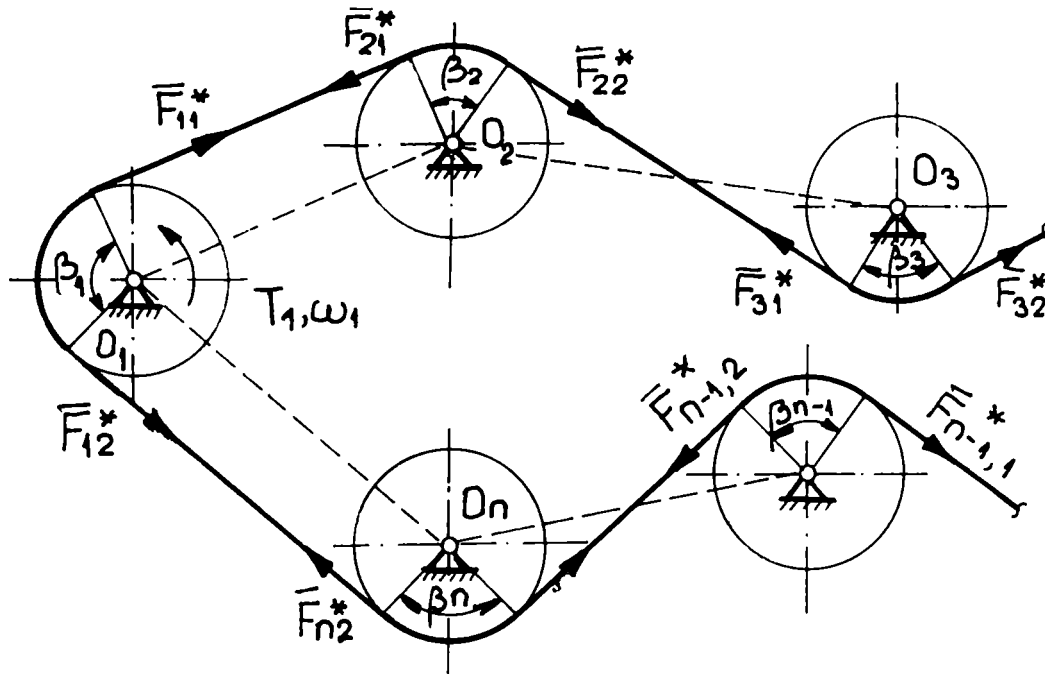


Figura 3.1.

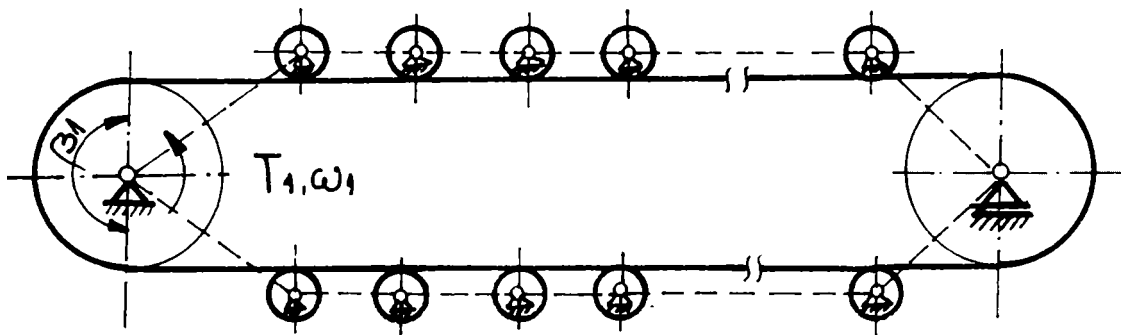


Figura 3.2.

În condițiile de mai sus, pentru cazul general al transmisiei cu consumatori multipli, forța tangențială transmisă de roata motoare este dată de relațiile:

$$F_{t1} = \sum_{j=2}^n F_{tj} \tag{3.1}$$

$$F_{t1} = \frac{P_1}{\eta \cdot v} = \frac{\sum_{j=2}^n P_j}{\eta \cdot v} \tag{3.1a}$$

Pe baza condițiilor de echilibru, în lipsa patinării și pentru $\mu = ct.$, rezultă histograma eforturilor active din ramurile succesive ale

transmisiei (vezi fig. 3.3) cu ajutorul căreia se scrie următorul sistem de ecuații:

$$\begin{aligned}
 F_{11}^* &= F_{21}^* = F_0^* - 0,5F_{t1} + \sum_{j=2}^n F_{tj} \\
 F_{22}^* &= F_{31}^* = F_0^* - 0,5F_{t1} + \sum_{j=3}^n F_{tj} \\
 &\dots\dots\dots \\
 F_{12}^* &= F_{n1}^* = F_0^* - 0,5F_{t1}
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

în care:

- F_0^* este efortul de montaj, dependent de dispozitivul de tensionare a curelei;
- F_{tj} este forța tangențială transmisă de un consumator;
- $F_{1,2}^* = F_{1,2} - F_m$ reprezintă efortul activ din ramuri.

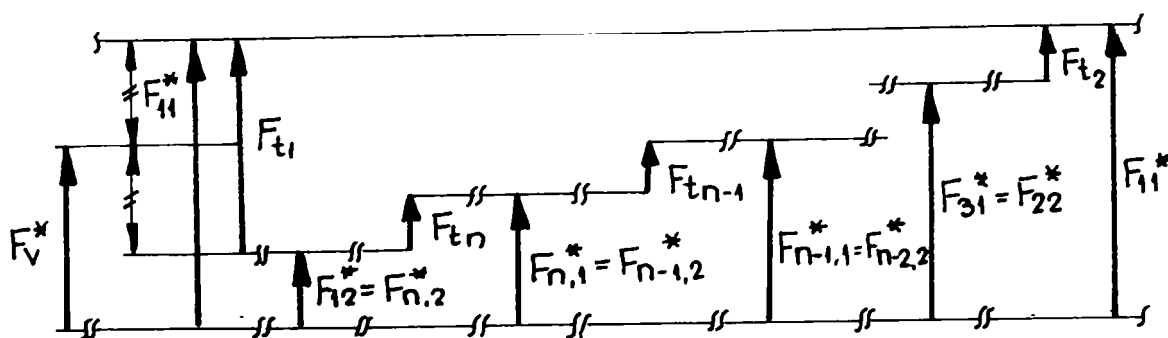


Figura 3.3.

Sistemul de ecuații (3.2) este static nedeterminat întrucât există n ecuații cu (n+1) necunoscute.

Efortul inițial de tensionare optim rezultă din relația:

$$F_{01}^* = F_0^* = \frac{F_{t1}}{2\varphi_0} = ct.
 \tag{3.3}$$

în care φ_0 este coeficientul de tracțiune și are valori specifice fiecărui sistem de tensionare.

Pentru tensionarea prin deplasarea sau bascularea motorului, expresia coeficientului de tracțiune este:

$$\varphi_1 = \frac{e^{\mu\beta_{al1}} - 1}{e^{\mu\beta_{al1}} + 1} \quad (3.4)$$

indicele 1 referindu-se la roata motoare.

$\beta_{al.} = (0,8...0,9)\beta_1$ este unghiul alunecării elastice.

Odată determinat efortul inițial de tensionare F_0^* se poate rezolva sistemul de ecuații (3.2). Ca valorile $F_{1,2j}^*$ se vor putea stabili valorile unghiurilor de alunecare pe cele (n-1) roți conduse:

$$\beta_{al,j} = \frac{1}{\mu} \ln \frac{F_{1j}^*}{F_{2j}^*} \quad (3.5)$$

putându-se verifica îndeplinirea condiției de evitare a patinajului.

$$\beta_{al,j} < \beta_j \quad (3.6)$$

Se remarcă faptul că, pentru roțile conduse, nu se poate aplica relația lui Poncelet întrucât:

$$F_{j1}^* + F_{j2}^* = 2(F_0^*)_{nec} < 2F_0^* \quad (3.7)$$

Deci, efortul inițial de tensionare, dedus pentru roata motoare, este excedentar pentru roțile conduse.

Revenind la fig. 3.2, se observă că, pentru un unghi de alunecare $\beta_j = 0$, $F_{1j}^* = F_{2j}^*$ și $F_{tj} = 0$ (conform 3.5), deci roțile conduse nu transmit forță tangențială. Prin urmare, este absolut necesar să se creeze, cu ajutorul unor role suplimentare, un unghi de înfășurare $\beta_j > 0$ pe roțile conduse.

Scriind ecuația (3.5) sub forma:

$$\mu\beta_{al,j} = \ln \frac{F_{1j}^*}{F_{2j}^*} \quad (3.5a)$$

se observă că forța tangențială transmisă de roată depinde atât de valoarea unghiului de alunecare a curelei pe aceasta cât și de valoarea coeficientului de frecare.

Datorită numărului mare de consumatori, mărirea unghiului de înfășurare a curelei pe roată (măsură practică în cazul transmisiilor obișnuite prin curele în scopul sporirii forței tangențiale transmise), conduce în cazul analizat la creșterea solicitărilor flexionale ale curelei, cu urmări defavorabile pentru durabilitatea acesteia.

Prin urmare, funcționarea transmisiei tangențiale presupune îndeplinirea concomitentă a următoarelor condiții, în parte contradictorii:

- crearea unui unghi de alunecare cât mai mare;
- limitarea flexiunilor curelei prin micșorarea unghiului de înfășurare a curelei pe roțile tangențiale;
- creșterea coeficientului de frecare dintre curea și roțile tangențiale.

Privalov [P6] studiază modul în care se distribuie efortul de întindere inițială asupra fuzelor / consumatorilor tangențiali ai unei T.T. ce echipează o mașină textilă. Această transmisie este prevăzută cu role presoare care au rolul de a asigura unghiul de înfășurare a curelei tangențiale pe fuzurile mașinii / consumatorii tangențiali (vezi fig. 3.4).

Raționamentul se bazează pe ipotezele menționate la începutul acestui capitol.

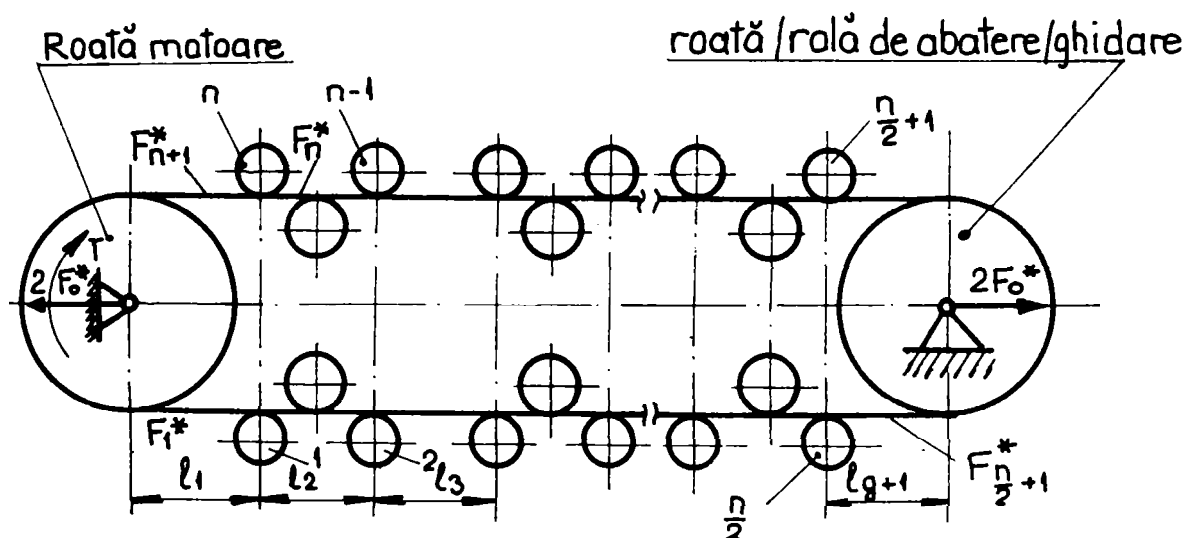


Figura 3.4.

Cei n consumatori sunt plasați simetric pe exteriorul ambelor ramuri ale transmisiei, iar rolele presoare (câte una pentru fiecare pereche de consumatori) în interiorul conturului. Transmisia este tensionată prin deplasarea axială a roții conduse sub acțiunea unei contragreutăți sau a unui arc elicoidal pretensionat pentru roata condusă de rang / ordin "j".

Dacă pentru roata condusă de rang / ordin "j" se notează cu L_0 lungimea curelei în repaus și la mersul în gol și cu L lungimea curelei în timpul funcționării, atunci se poate scrie:

$$\varepsilon_0 = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{F_0^*}{F_t \cdot A_c} \quad (3.8)$$

unde:

F_0^* - forța de tensionare inițială;

E_t - modulul de elasticitate la tracțiune al materialului curelei;

A_c - aria secțiunii transversale a curelei.

Se presupune apoi că între lungimile ramurilor libere în stare de repaus și funcționare în gol (l_{0j}) și la funcționarea în sarcină (l_j) există de asemenea relații de forma:

$$\varepsilon_j = \frac{F_j^*}{E_t \cdot A_c} = \frac{l_j - l_{0j}}{l_{0j}}; j \in [1, 2, \dots, n+1] \quad (3.9)$$

unde:

$F_j^* = F_j - m_1 \cdot v^2$ = efortul activ din ramura respectivă pentru $v \geq 0$ la nivelul consumatorului / roții conduse "j".

Se obține astfel următoarea legătură între lungimile menționate:

$$L_0 = \frac{L}{1 + \frac{F_0^*}{E_t \cdot A_c}} \quad (3.10a)$$

$$l_{0j} = \frac{l_j}{1 + \frac{F_j^*}{E_t \cdot A_c}} \quad (3.10b)$$

Lungimea conturului înfășurat de curea sub acțiunea efortului inițial F_0^* poate fi scrisă ca sumă a ramurilor libere ale transmisiei:

$$L_0 = l_{01} + l_{02} + \dots + 2 \cdot l_{0\frac{n}{2}} + \dots + l_{0n+1} \quad (3.11)$$

Substituind aici relațiile (3.10 a, b) se obține:

$$\begin{aligned} \frac{L}{1 + \frac{F_0^*}{E_t \cdot A_c}} &= \frac{l_1}{1 + \frac{F_1^*}{E_t \cdot A_c}} + \frac{l_2}{1 + \frac{F_2^*}{E_t \cdot A_c}} + \dots + \frac{2 \cdot l_{\frac{n}{2}+1}}{1 + \frac{F_{\frac{n}{2}+1}^*}{E_t \cdot A_c}} + \dots \\ &+ \frac{l_{n+1}}{1 + \frac{F_{n+1}^*}{E_t \cdot A_c}} \end{aligned} \quad (3.12)$$

Dacă se dezvoltă în serie rapoartele de mai sus și se rețin în primă aproximație numai primii doi termeni ai dezvoltării, relația (3.12) devine:

$$L \cdot \left(1 - \frac{F_0^*}{E_t \cdot A_c}\right) = l_1 \cdot \left(1 - \frac{F_1^*}{E_t \cdot A_c}\right) + l_2 \cdot \left(1 - \frac{F_2^*}{E_t \cdot A_c}\right) + \dots +$$

$$+ 2l_{\frac{n}{2}+1} \cdot \left(1 - \frac{F_{\frac{n}{2}+1}^*}{E_t \cdot A_c}\right) + \dots + l_{n+1} \cdot \left(1 - \frac{F_{n+1}^*}{E_t \cdot A_c}\right) \quad (3.13)$$

Cu observația că prin analogie cu (3.10) lungimea curelei la funcționarea în sarcină poate fi scrisă sub forma :

$$L = l_1 + l_2 + \dots + 2l_{\frac{n}{2}+1} + \dots + l_{n+1} \quad (3.14)$$

relația (3.13) devine:

$$L \cdot F_0^* = l_1 \cdot F_1^* + l_2 \cdot F_2^* + \dots + 2l_{\frac{n}{2}+1} \cdot F_{\frac{n}{2}+1}^* + \dots + l_{n+1} \cdot F_{n+1}^* \quad (3.15)$$

Pentru transmisiile tangențiale simetrice, lungimile ramurilor libere pot fi exprimate ca fracțiuni ale lungimii totale și anume:

$$l_1 = l_{n+1} = \frac{L}{a}; l_{\frac{n}{2}+1} = \frac{L}{c}; l_2 = l_3 = \dots = \frac{L}{b} \quad (3.16)$$

Făcând înlocuirile în (3.15) rezultă:

$$L \cdot F_0^* = \frac{L}{a} F_1^* + \frac{L}{b} F_2^* + \dots + 2 \cdot \frac{L}{c} F_{\frac{n}{2}+1}^* + \dots + \frac{L}{a} F_{n+1}^* \quad (3.17)$$

de unde se obține în final:

$$F_0^* = \frac{1}{a} (F_1^* + F_{n+1}^*) + \frac{2}{c} F_{\frac{n}{2}+1}^* + \frac{1}{b} \left(F_2^* + F_3^* + \dots + F_{\frac{n}{2}}^* + \dots + F_{\frac{n}{2}-2}^* + \dots + F_n^* \right) \quad (3.18)$$

unde a, b, c sunt definiți prin relația (3.16).

Întrucât din a doua paranteză a relației (3.18) lipsesc termenii : F_1^* și $F_{\frac{n}{2}+1}^*$, aceasta poate fi scrisă:

$$F_2^* + F_3^* + \dots = \left(\sum_{j=1}^n F_j^* \right) - \left(F_1^* + F_{\frac{n}{2}+1}^* \right) \quad (3.19)$$

Ca urmare, (3.18) devine:

$$F_0^* = \frac{1}{a}(F_1^* + F_{n+1}^*) + \frac{2}{c}F_{\frac{n}{2}+1}^* + \frac{1}{b} \left[\left(\sum_{j=1}^n F_j^* \right) - \left(F_1^* + F_{\frac{n}{2}+1}^* \right) \right] \quad (3.18a)$$

Eforturile din ramurile libere ale transmisiei pot fi exprimate funcție de efortul F_1^* prin relația:

$$F_j^* = F_1^* - (j-1)F_{t1} \quad (3.20)$$

unde:

$F_{t1} = \frac{F_t}{n}$ - forța tangențială preluată de un consumator în ipoteza că

$F_{t1} \equiv F_{t2} \equiv \dots \equiv F_{tj} \equiv \dots \equiv F_{tn}$.

Cu această observație se pot explicita termenii:

$$F_{n+1}^* = F_1^* - nF_{t1}$$

$$F_{\frac{n}{2}+1}^* = F_1^* - \frac{n}{2}F_{t1}$$

$$\sum_{j=1}^n [F_1^* - (j-1)F_{t1}] = nF_1^* - F_{t1} \left[\frac{n(n+1)}{2} - n \right] = nF_1^* - \frac{n(n-1)}{2}F_{t1}$$

Înlocuind aceste expresii în (3.18a) se ajunge la forma:

$$F_0^* = \left(F_1^* - \frac{n}{2}F_{t1} \right) \cdot \left(\frac{2}{a} + \frac{2}{c} + \frac{n-2}{b} \right). \quad (3.21)$$

Întrucât pentru o transmisie simetrică cu n consumatori $\frac{2}{a} + \frac{2}{c} + \frac{n-2}{b} = 1$ rezultă:

$$F_0^* = F_1^* - \frac{n}{2}F_{t1} \quad (3.22)$$

Deci:

$$F_1^* = F_0^* + \frac{n}{2}F_{t1} \quad (3.23)$$

și prin intermediul relației (3.18) rezultă toate eforturile active din ramurile libere ale transmisiei:

$$F_j^* = F_0^* - F_{t1} \left[\frac{n}{2} - (j-1) \right] \quad (3.24)$$

Termenii $F_{\frac{n+1}{2}}^*$ și F_{n+1}^* au expresiile particulare [12]:

$$\begin{aligned} F_{\frac{n+1}{2}}^* &= F_0^* \\ F_{n+1}^* &= F_0^* - \frac{n}{2} F_{t1} \end{aligned} \quad (3.25)$$

Se poate concluziona că tensiunea scade în roata motoare cu suma pierderilor de tensiune pe fiecare consumator (vezi fig. 3.5).

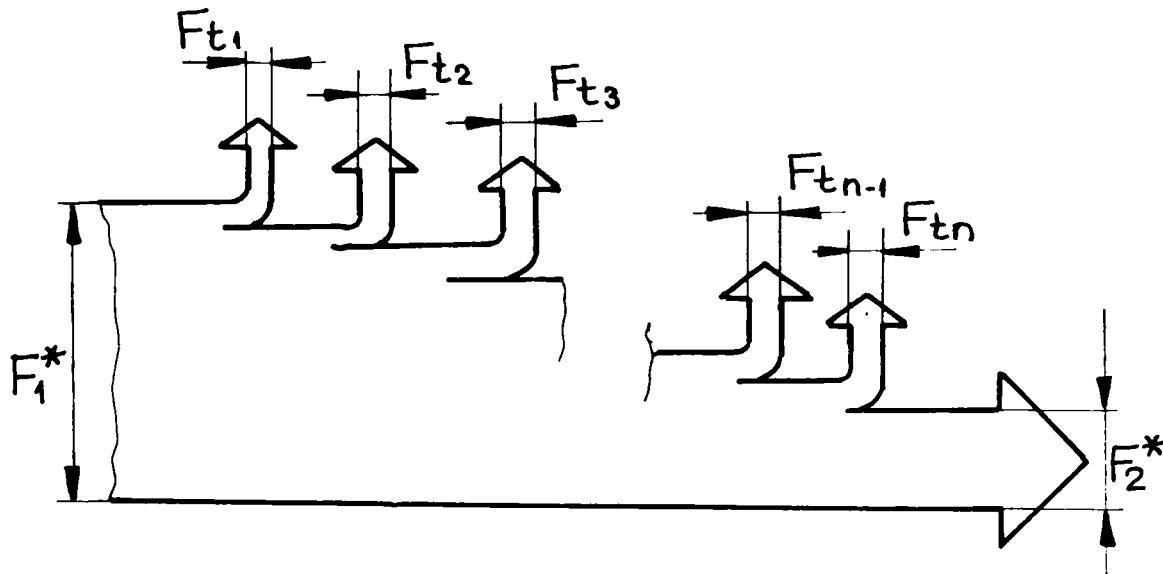


Figura 3.5.

Pe baza celor de mai sus se poate scrie o legătură între momentul rezistent și cel motor [12] corespunzător unui consumator și forța inițială de întindere ($F_{n+1} \geq 0$).

$$F_0^* \geq \frac{n \cdot T_{1rez}}{d_p} = \frac{n \cdot T_{1m} \cdot \eta_t}{d_p} \quad (3.26)$$

Eforturile active din ramurile libere ale transmisiei devin:

$$F_j^* \geq \frac{2T_j}{d_p} [n - (j - 1)] \quad (3.27)$$

unde:

- d_p reprezintă diametrul roții consumatorului.

Pentru transmisia tensionată permanent cu a și $L_p = \text{var.}$ (fig.3.6) se pot scrie relațiile:

$$F_1^* = F_{1,1}^*; F_2^* = F_{2,n}^* \tag{3.28}$$

$$F_{2,j}^* \equiv F_{1,j+1}^*$$

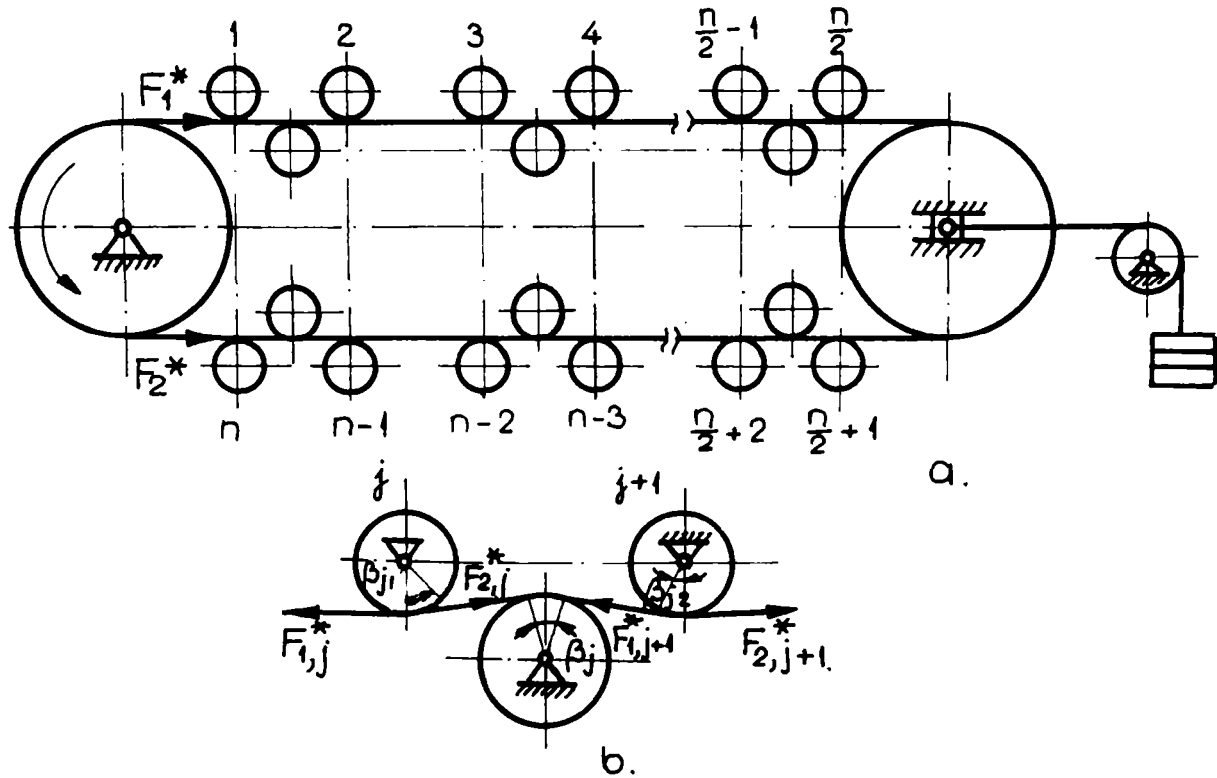


Figura 3.6.

Pentru perechea de consumatori $j, j+1$, se constată că se pot scrie relațiile:

$$F_{1,j}^* / F_{2,j}^* = \exp(\mu \cdot \beta_j) \tag{3.29}$$

$$F_{1,j}^* - F_{2,j}^* = F_{tj}$$

Sistemul format din ecuațiile (3.28) și (3.29) permite determinarea eforturilor active din ramuri:

$$\sum_{j=1}^n F_{tj} = \sum_{j=1}^n (F_{1,j}^* - F_{2,j}^*) = F_{1,1}^* - F_{2,n}^* = F_1^* - F_2^* = F_t \tag{3.30}$$

$$F_{t1} = \frac{1}{n} F_t = \frac{T_m}{n \cdot r_m} = \frac{T_{rez}}{\eta \cdot n \cdot r_m}$$

Observații:

Pe baza raționamentului prezentat s-a stabilit modelul de calcul pentru eforturile active din ramurile transmisiei tangențiale și implicit posibilitatea evaluării momentului motor pentru un număr n bine determinat de consumatori.

Privalov, [P6], ajunge doar la determinarea efectului tensionării inițiale a transmisiei de bază asupra consumatorilor tangențiali arătând că în dreptul fiecăruia apare o forță tangențială egală cu a n -a parte din forța tangențială a transmisiei de bază, n fiind numărul consumatorilor tangențiali.

În ambele articole se face ipoteza că cei n consumatori sunt identici.

În [12] se mai evidențiază faptul că sistemul de tensionare modifică datele problemei astfel:

-dacă a și $L_p = \text{const.}$, geometria conturului transmisiei are implicații asupra nivelului eforturilor din ramură;

-pentru a și $L_p = \text{variabil}$, geometria nu influențează starea de efort și simplifică în mod considerabil calculul (acesta se poate efectua într-o primă aproximație, ignorând modul de dispunere a celor n consumatori).

Aceste observații sunt în deplină concordanță fenomenologică cu cinetostatica transmisiilor prin curele tensionate permanent și având un regim stabilizat.

Conform paragrafului 2.1.1., din marea varietate de T.T. se pot reține pentru studiu patru variante reprezentative:

1. transmisie simetrică având două role de întoarcere cu ($d_d < d_1$) (fig. 2.1a, b);
2. transmisie simetrică având o rolă de întoarcere cu diametrul egal cu cel al roții motoare ($d_d = d_1$) (fig. 2.1c,d);
3. transmisie asimetrică având consumatorii dispuși pe ramura motoare (fig.2.1e, f) ;
4. transmisie simetrică având consumatorii dispuși pe ramura condusă (fig. 2.1g) prin reunirea a două transmisiile tangențiale asimetrice.

Încărcarea ramurilor transmisiei este prezentată, după catalogul VIS, în:

- fig. 3.7 pentru variantele 1 și 2;
- fig. 3.8, 3.9 pentru variantele 3 și 4;

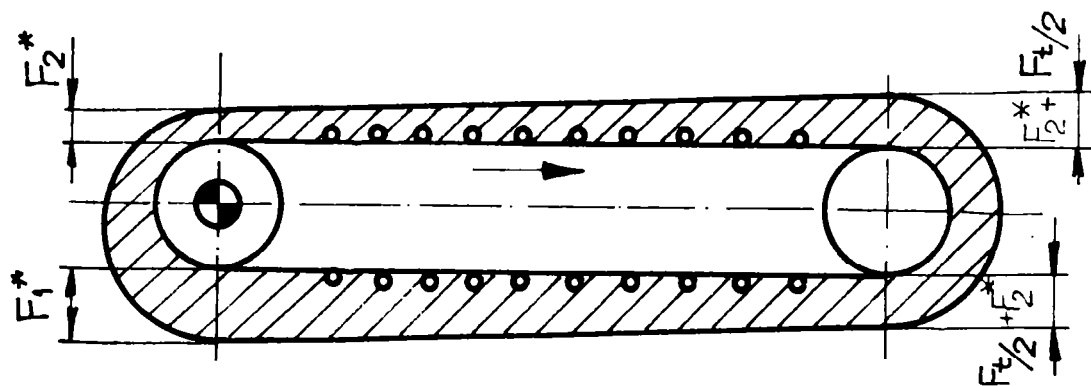


Figura 3.7.

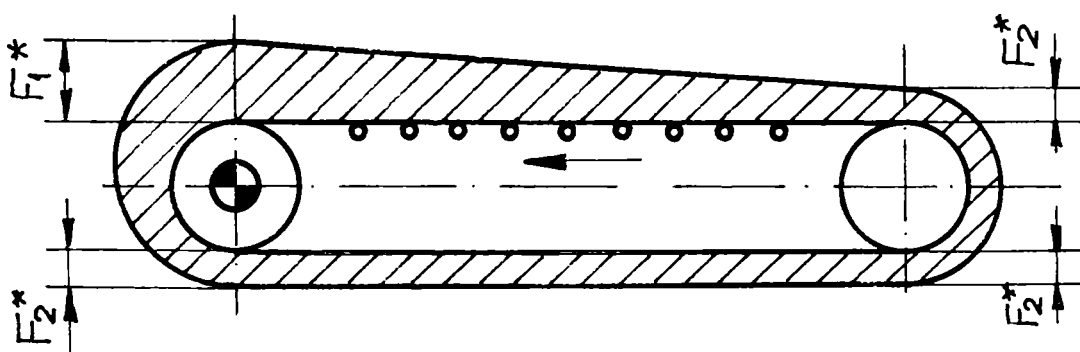


Figura 3.8.

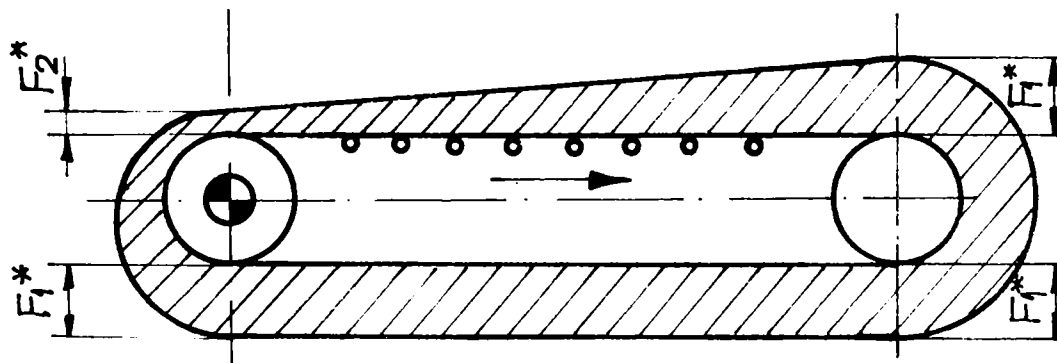


Figura 3.9.

Din observarea fig. 3.7 rezultă că încărcarea ramurilor transmisiei este în deplină concordanță cu cele prezentate anterior: fiecare ramură se încarcă cu $\frac{F_t}{2}$, care reprezintă suma forțelor tangențiale pentru $\frac{n}{2}$ consumatori individuali aflați pe ea, iar forța tangențială totală dezvoltată de roata motoare este egală cu suma forțelor tangențiale individuale ale tuturor consumatorilor.

Din observarea tuturor transmisiilor reprezentative se observă că cea mai defavorabilă situație o reprezintă amplasarea consumatorilor în interiorul transmisiei, pe ramura condusă (fig.3.9).

Concluzii.

1. Transmisia tangențială, ca un caz particular al transmisiei cu consumatori multipli, nu poate funcționa decât în cazul asigurării unui unghi de înfășurare $\beta_j > 0$ pe roțile tangențiale;
2. Spre deosebire de transmisiile obișnuite, unde creșterea unghiului de înfășurare reprezintă o soluție pentru mărirea forței tangențiale transmise, în cazul T.T. valoarea unghiului β_j trebuie să fie cât mai mică pentru limitarea flexiunilor curelei;
3. Limitele de variație a unghiului β_j , $\beta_{j \min} < \beta_j < \beta_{j \max}$ rezultă din condițiile precizate mai sus: condiția realizării transferului energetic prin contact eulerian și limitarea solicitărilor flexionale ale curelei;
4. În condițiile realizării transferului energetic prin contact eulerian rămâne ca soluție pentru sporirea forței tangențiale transmise de consumatorii tangențiali mărirea coeficientului de frecare (observație confirmată de valorile indicate pentru acesta de unele firme producătoare de curele tangențiale);
5. Încărcarea ramurilor T.T. este dependentă numai de dispunerea consumatorilor tangențiali.

3.2. Coeficientul de tracțiune.

Privalov [P6] compară cele două transmisiile cea de bază, (obișnuită, cu arbori paraleli și ramuri deschise, tensionată permanent cu a și $L_p =$ variabil) și cea tangențială propriu-zisă (tensionată de asemenea permanent cu rolă blocată sau acționată de un arc).

Dacă se notează cu $\varphi_{0(T.B.)}$ coeficientul de tracțiune pentru transmisia de bază și cu $\varphi_{0(T.T.)}$ coeficientul de tracțiune pentru T.T. propriu-zisă, atunci, pe baza definiției coeficientului de tracțiune și a expresiei sale pentru cazurile de tensionare menționate, se poate scrie:

$$\varphi_{0(T.B.)} \stackrel{\text{def}}{\Rightarrow} \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1^* - F_2^*}{F_1^* + F_2^*} = \frac{e^{\mu\beta_{a1}} - 1}{e^{\mu\beta_{a1}} + 1} = \frac{\sigma_{u(T.B.)}}{2\sigma_{0(T.B.)}} \quad (3.31)$$

Pentru fiecare grup roată tangențială - rolă presoare se poate scrie:

$$\varphi_{0(T.T.)} \stackrel{\text{def}}{\Rightarrow} \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_1^* - F_2^*}{2F_2^*} = \frac{e^{\mu\beta_{a1}} - 1}{2} = \frac{\sigma_{u(T.T.)}}{2\sigma_{0(T.T.)}} \quad (3.32)$$

Considerând că tensiunea utilă este aceeași ($\sigma_u = \frac{F_t}{A_c} = \frac{\sum_{j=1}^n F_{t_j}}{A_c}$),

Privalov scrie egalitatea:

$$2\sigma_{0(T.B.)} \cdot \frac{e^{\mu\beta_{a1}} - 1}{e^{\mu\beta_{a1}} + 1} = 2\sigma_{0(T.T.)} \frac{e^{\mu\beta_{a1}} - 1}{2} \quad (3.33)$$

sau:

$$\sigma_{0(T.T.)} = \frac{2\sigma_{0(T.B.)}}{e^{\mu\beta_{a1}} + 1} \quad (3.34)$$

Rezolvând simultan ecuațiile (3.31) și (3.32) se obține:

$$\varphi_{0(T.T.)} = \frac{1}{2} \varphi_{0(T.B.)} \cdot (e^{\mu\beta_{a1}} + 1) \quad (3.35)$$

considerat de autor drept criteriu de comparație între cele două transmisii.

Observații

- În articol lipsește 1/2 din relația (3.35)
- Demonstrația s-a făcut în ipoteza că toți consumatorii tangențiali sunt egali.
- Transmisia tangențială este considerată în ansamblul ei, adică suma consumatorilor cvasitangențiali. În acest fel, relația (3.35) exprimă o corespondență între cele două transmisii prin raportare la roata motoare a transmisiei de bază și la unghiul de înfășurare a curelei pe aceasta, fără a descrie modul în care se realizează transferul energetic la nivelul consumatorilor tangențiali.

3.3. Influența T.T. asupra fusurilor mașinilor textile.

În afara roților conducătoare și condusă ale transmisiei de bază cureaua tangențială este supusă încovoierilor și la trecerea peste fusuri (consumatori). În scopul măririi arcului de înfășurare pe fuse și a forței de frecare necesare, se prevede la fiecare pereche de consumatori, o rolă presoare.

Tensionarea suplimentară a curelei în dreptul consumatorilor este mică în raport cu forța de întindere din ramurile curelei creată de sistemul

de tensionare al transmisiei de bază. Din acest motiv se presupune că flexiunile curelei sunt suficient de mici încât, în schema de calcul, ramura motoare a transmisiei de bază să poată fi înlocuită cu o grindă dreaptă cu mai multe reazeme simple (fig.3.10), cunoscută în rezistența materialelor drept grindă continuă.

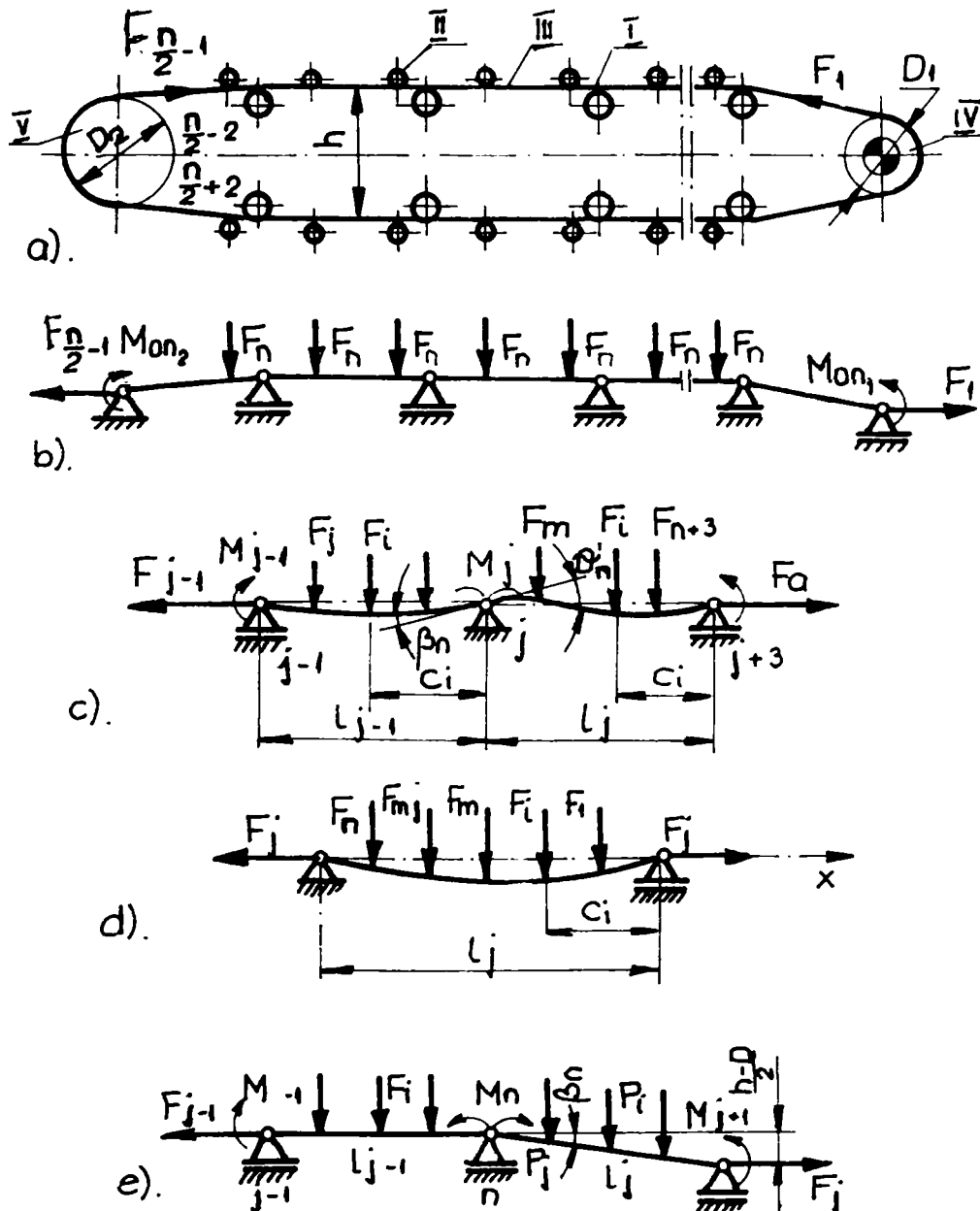


Figura 3.10.

Grinzile continue constituie un caz special de grinzi static nedeterminate, pentru ele existând o metodă proprie de rezolvare, numită "ecuația celor trei momente". În [G12] Grebenkin studiază pe baza acestui model, momentele încovoietoare produse de ramura liberă a transmisiei asupra fusurilor tangențiale antrenate. În dreptul consumatorilor acționează forțele concentrate F .

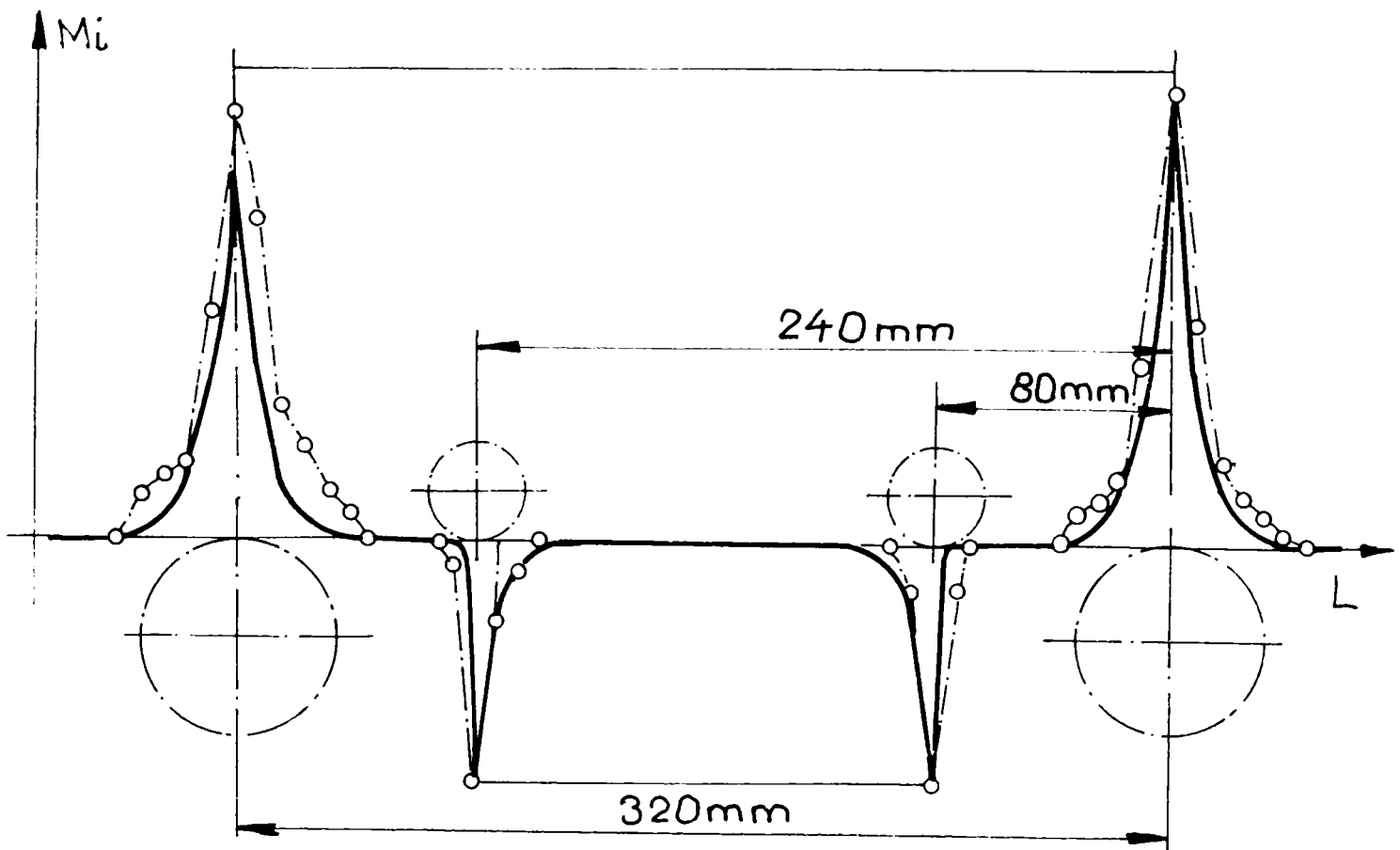


Figura 3.11.

Pentru a ține seama de tensiunea din fir, care acționează pe orizontală, unul din reazemele din capătul grinzii se face articulat. Autorul consideră că în punctul în care cureaua părăsește roata condusă, grinda este sprijinită pe o articulație iar în punctul în care cureaua atacă roata motoare grinda se consideră simplu rezemată.

Conform modelului imaginat de autor, în articulație acționează momentul M_{0i2} și forța de întindere F_{2-n-1} (unde $n = \text{nr. de consumatori}$), iar în reazemul simplu din punctul 1, forța de întindere F_1 și momentul M_{0i1} .

Determinarea momentelor de încovoiere din reazeme se face cu metoda celor trei momente, care, în forma generală, pentru două reazeme învecinate, l_{j-1} , va avea expresia:

$$M_{j-1} \cdot \Phi(U_{j-1}) + 2M_j \left[\Psi(U_{j-1}) + \frac{l_j}{l_{j-1}} \cdot \frac{l_{j-1}}{l_j} \Psi(U_j) + M_{j+1} \frac{l_j}{l_{j-1}} \cdot \frac{l_{j-1}}{l_j} \Phi(U_j) \right] = -\frac{6EI_{j-1}}{l_{j-1}} [\theta_j + \theta_j'] \quad (3.36)$$

în care:

$\Phi(U)$ și $\Psi(U)$ sunt coeficienți care țin seama de influența forței de întindere.

Pentru reazemul "j"

$$\begin{aligned} \Phi(U) &= \frac{3}{U_j} \left(-\frac{1}{2U_j} - \frac{1}{\text{sh}2U_j} \right) \\ \Psi(U) &= \frac{3}{2U} \left(\frac{1}{\text{th}2U_j} - \frac{1}{2U_j} \right) \end{aligned} \quad (3.37)$$

în care:

$$\begin{aligned} U_j &= k \frac{l_j}{2} \\ k &= \sqrt{\frac{F_j}{E_j \cdot I_j}} \end{aligned} \quad (3.38)$$

în care:

E_j este modulul de elasticitate al materialului curelei;

I_j este momentul de inerție al secțiunii transversale a curelei;

F_j este forța de întindere;

θ_j , θ'_j sunt unghiurile de rotire (stânga-dreapta) din reazemul intermediar (fig.3.10 c) determinate din ecuația generală a flexiunilor.

Pentru două reazeme învecinate cu o distribuție de forțe transversale ca în fig.3.10 d se poate scrie:

$$\begin{aligned} y &= -\frac{\text{sh}kx}{F_j k \text{sh}kl_j} \cdot \sum_1^m F_i \text{sh}kC_i + \frac{x}{F_j l_j} \sum_1^m F_i C_i - \frac{\text{sh}k(l_j - C_i)}{F_j k \text{sh}kl_j} \cdot \\ &\cdot \sum_{m+1}^n F_i \text{sh}k(l_j - C_i) + \frac{l_j - x}{F_j l_j} \sum_{n+1}^n (l_j - C_i) \end{aligned} \quad (3.39)$$

Pentru cazul particular în care forțele F_i sunt egale între ele și egale cu F , prin derivarea flexiunilor se obține, pentru partea dreaptă a reazemului j:

$$\theta_j = \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=0} = \frac{F}{F_j} \left[\sum_1^m \left(\frac{C_i}{l_j} \right) - \sum_1^m \frac{\text{sh}kC_i}{\text{sh}kl_j} \right] \quad (3.40)$$

iar pentru partea stângă:

$$\theta_j = \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=l_j} = \frac{F_n}{F_j} \left[\sum_1^k \left(1 - \frac{C_i}{l_{j-1}} \right) - \sum_1^k \frac{\text{sh}k(l_{j-1} - C_i)}{\text{sh}kl_{j-1}} \right] \quad (3.41)$$

Pentru determinarea momentelor de încovoiere din reazemele $2, \frac{n}{2} - 2; \frac{n}{2} + 2; n - 1$ (fig. 3.10 a) se consideră că acestea nu sunt amplasate în linie dreaptă (fig.3.10 e).

Condiția de continuitate a fibrei medii deformată este dată de egalitatea unghiurilor β_j .

Unghiul dintre două reazeme succesive va fi:

$$\beta_j = \arcsin \frac{h - D}{2 \cdot l_j}$$

Dacă se consideră porțiunile l_{j-1} și l_j ca două grinzi simple, rotirea capetelor acestora în reazemul comun j trebuie să se facă astfel încât unghiul β_j să fie egal cu zero. Concomitent, în paranteza pătrată din dreapta ecuației (3.36) se va adăuga valoarea unghiului lui β_j .

Dacă se consideră constante: modulul de elasticitate E , momentul de inerție I și forța de întindere F , ecuația celor trei momente se simplifică foarte mult.

Dacă se consideră $U \geq 0$ (relație valabilă pentru mașinile de răsucit), atunci se poate scrie cu suficientă precizie pentru calculele ingineresti; $th 2U \cong 1$ iar componenta a doua din parantezele pătrate ale ecuațiilor (3.37) și (3.38) se poate neglija.

În felul acesta relația pentru determinarea momentelor încovoietoare la mașinile de răsucit conf.fig.3.10 a va fi:

$$\begin{aligned} M_{j-1} + M_j \left[(2U_{j-1} - 1) + (2U_j - 1) \frac{l_{j-1}}{l_j} \right] + M_{j+1} \frac{l_{j-1}}{l_j} = \\ = F_n \cdot l_{j-1} \left[\sum_1^m \frac{C_i}{l_j} + \sum_1^k \left(1 - \frac{C_i}{l_{j-1}} \right) + \frac{F_j}{F_n} \arcsin \frac{h - D}{2l_j} \right] \end{aligned} \quad (3.42)$$

Relația (3.39) se poate folosi pentru una sau două deschideri. De aceea, la calculul momentelor încovoietoare pentru mai multe deschideri succesive se va adăuga valoarea din trecerile anterioare.

Pe baza fig.3.10 (a-c) și a ecuației 3.39 se obține funcția:

$$\begin{aligned} M(x) = \frac{1}{shkl} \left\{ \left[M_j + \frac{F_n}{k} \sum_1^m shkC_i \right] shkx + \right. \\ \left. + \left[M_{j+1} + \frac{F_n}{k} \sum_{m+1}^n shk(l - C_i) \right] shk(l - x) \right\} \end{aligned} \quad (3.43)$$

unde M_j , M_{j+1} reprezintă momentele de încovoiere din curea la rolele j , $(j+1)$. Ecuația obținută (3.40) permite determinarea valorii momentului în oricare punct al ramurii transmisiei.

În ipoteza că la deschiderile alăturate sarcinile sunt simetrice și dacă se neglijează influența încovoierii la roțile conducătoare și condusă, după transformări și simplificări se obține momentul de încovoiere la suportul cu role presoare:

$$M_{0j} \cong -\frac{n \cdot F_n}{2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{F}} \quad (3.44)$$

respectiv momentul de încovoiere din curea la fusuri:

$$M_c \cong \frac{F_n}{2} \sqrt{\left| -\frac{E \cdot I}{F} \right|} \quad (3.45)$$

Semnul minus arată orientarea în sus a curbei curelei în raport cu schema de calcul aplicată.

În fig.3.11 se reprezintă conform [G10], epura momentelor de încovoiere (teoretic și experimental) pentru transmisia tangențială a unei mașini de răsucit la care s-a folosit o curea din cauciuc cu lățimea $b = 50$ mm și grosimea $h = 3$ mm, modulul de elasticitate $E = 200$ MPa.

Forța de apăsare a fusurilor pe curea a fost $F_n = 15$ N iar forța de întindere a curelei la o trecere s-a acceptat egală cu forța de întindere inițială $F_0 = 300$ N. Din examinarea figurii se observă o suprapunere relativ bună a celor două curbe, ceea ce îndreptățește acceptarea ipotezelor admise și a simplificărilor efectuate.

3.4. Elemente de calcul

În cataloagele mai vechi ale unor firme specializate producătoare de curele tangențiale (HABASIT, VIS) sunt date unele elemente de verificare și de alegere a profilului curelei tangențiale.

În tabelul 3.1. sunt prezentate aceste etape conform catalogului firmei VIS.

Alegerea profilului curelei

Tabelul 3.1.

Nr. crt.	Denumirea etapei	Simbol UM	Relația de calcul	Observații
1	Date inițiale: d_f, n_f, P_m			
2	Stabilirea valorii coeficientului de regim	c_2 [-]	Din catalogul de firmă funcție de tipul mașinii de lucru	Tab.1 Anexa 1
3	Verificarea vitezei curelei	v [m/s]	$v = \frac{\pi \cdot n_f \cdot d_f}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot d_f \cdot n_f}{60 \cdot 10^3} \leq v_a$	$v_a = 60$ m/s
4	Calculul puterii de calcul (corectată)	P_c [kW]	$P_c = c_2 P_m$	
5	Alegerea coeficientului unghiului de înfășurare	C_β [-]		Tab.2 Anexa 1
6	Calculul forței tangențiale transmise de unitatea de lățime a curelei F_{to}	F_{to} [N/mm]	$F_{to} = \frac{10^3 \cdot c_\beta \cdot c_2}{b_o \cdot v}$	
7	Alegerea profilului curelei	-	Profilul curelei = profil (F_{to}, v)	Fig.1 Anexa 1
8	Determinarea forței tangențiale transmise	F_t [N]	$F_t = \frac{P \cdot 10^3 \cdot c_2}{v}$	
9	Alegerea coeficientului de corecție a tensionării transmisiei	c_T [-]		Tab.3 Anexa 1
10	Alegerea coeficientului de corecție a tensiunii din ramură	c_R [-]		Tab.4 Anexa 1
11	Alegerea coeficientului de corecție a tensiunii de încovoiere	c_i [-]		Tab.5, 6 Anexa 1
12	Alegerea coeficientului de corecție a forței centrifuge	c_m [-]		Tab.7 Anexa 1
13	Calculul lățimii teoretice a curelei	b_{oth} [mm]	$b_{oth} = \frac{F_t \cdot c_T}{c_R (c_i - c_m)}$	
14	Determinarea factorului de corecție a alungirii funcție de tipul curelei	c_A [-]		Tab.8 Anexa 1
15	Determinarea alungirii curelei	ε [%]	$\varepsilon_I = \frac{F_t \cdot c_T}{200 \cdot b_o} + 0,05 \cdot c_F$ $\varepsilon_{II} = \frac{F_t (c_T - c_A)}{200 \cdot b_o} + 0,05 \cdot c_F$ $\varepsilon_{III} = \frac{F_t (c_T + c_A)}{200 \cdot b_o} + 0,05 \cdot c_F$	Prin calcul sau pe bază de nomogramă, funcție de soluția constructivă, conform indicatilor cataloagelor firmelor specializate de curele

Nr. ct.	Denumirea etapei	Simbol UM	Relația de calcul	Observații
16	Determinarea factorului de corecție a forței dinamice	c_d [-]	Din tabelul 9, funcție de unghiul de înfășurare a curelei pe roata motoare	Tab.9. Anexa 1
17	Determinarea încărcării dinamice a arborelui	F_R [N]	$R_a = \frac{F_t \cdot c_d}{100}$	Tab.9 Anexa 1
18	Determinarea lungimii curelei în stare netensionată	l_g [mm]	Prin măsurarea cu ruleta	
19	Deplasarea roții în vederea realizării pretensionării	x_c [mm]	$x_c = \frac{l_g \cdot \varepsilon}{200}$	
20	Calculul unghiului de înfășurare a curelei pe roata motoare	β [°]		Se calculează cu relații corespunzătoare soluției constructive
21	Forța de apăsare pe fusuri	F_A [N]	$F_A = \frac{2,2 \cdot F_t}{n}$ sau din nomograme funcție de P, v și z.	

3.5. Concluzii.

Dacă se acceptă modelul Eulerian, atunci, pentru realizarea transferului energetic este necesară realizarea unui unghi de înfășurare $\beta_j > 0$ și a unui coeficient de frecare mult mai mare în raport cu transmisiile obișnuite. De asemenea, curelele trebuie să fie foarte flexibile și să aibă o durabilitate mare. Cerințele formulate se regăsesc între calitățile curelelor tangențiale. Din observarea cataloagelor firmelor producătoare de curele (Siegling, VIS) rezultă că pentru aceeași forță de tracțiune, în cazul curelelor tangențiale se realizează coeficientul de frecare $\mu = 0,7$, iar în cazul celor late pentru transmisiile obișnuite acesta este $\mu = 0,4$.

3.6. Lacune în cercetarea actuală și direcții posibile de cercetare.

Din examinarea surselor de informații existente în țară, se constată că referințele asupra transmisiilor tangențiale lipsesc cu desăvârșire.

De aici s-ar putea trage concluzia falsă că problematica ridicată de funcționarea transmisiilor tangențiale s-ar suprapune peste aceea a

transmisiilor obișnuite care acționează unul până la patru consumatori. Realitatea este însă cu totul alta. Se pare că absența referințelor asupra transmisiilor tangențiale se datorează faptului că majoritatea soluțiilor cunoscute până în prezent constituie secrete de firmă, apărate prin brevete.

Ca atare, se poate afirma că nu există (sau cel puțin nu este comunicată) o teorie unitară asupra funcționării transmisiilor tangențiale.

Dacă admitem alcătuirea ei, prin reunirea funcțională, strict intercondiționată a altor două transmisii - una cu rol de element motor și cealaltă cu rol de element condus, atunci se pot face următoarele observații:

- funcționarea transmisiei cu rol de element motor, este caracterizată prin legile generale cunoscute de la studiul transmisiei obișnuite prin curea lată, cu arbori paraleli și ramuri deschise, tensionată permanent, cu $a = \text{var.}$;
- abordările teoretice referitoare la transmisia tangențială propriuzisă (elementul condus) ocupă un loc foarte restrâns în literatura de specialitate și sunt incomplete;
- în ceea ce privește fenomenul transmiterii de putere se remarcă faptul că, pentru unghiuri de înfășurare foarte mici, relațiile lui Euler își pierd valabilitatea, iar transferul energetic dintre ramura curelei și roata dispusă cvasitangențial pare să se realizeze analog roților de fricțiune.

Pentru evitarea apariției unor diferențe calitative foarte mari între firele prelucrate de la o extremitate a mașinii la alta este necesară realizarea în limite foarte strânse a sincronismului mișcării tuturor consumatorilor precum și obținerea unui decalaj în timp practic nul al sistemului.

Ca atare, se impune cercetarea modului de propagare a impulsului de accelerare sau decelerare pentru fazele tranzitorii de demarare și frânare.

Deoarece vitezele de rotație a fuselor pot să ajungă până la 20.000 ÷ 40.000 (60.000) rot/min, viteza tangențială a curelei poate ajunge până la 60 ÷ 100 m/s iar cea a firelor prelucrate până la 10 ÷ 12 m/s, condițiile calitative ce se impun roților tangențiale și curelelor sunt foarte severe. Abaterile de la cilindricitate, nivelul echilibrării dinamice, variațiile aleatoare ale grosimii curelei și ale comportamentului lor tribologic constituie cauze perturbatoare pentru funcționarea transmisiei și tot atâtea subiecte deschise pentru cercetare.

O altă observație care trebuie făcută, este aceea că pe ramurile libere ale transmisiei principale viteza variază de la un consumator la altul într-o manieră pe care nu o cunoaștem, influențând de asemenea starea de efort. Rezultă de aici, necesitatea studierii modului în care se manifestă alunecarea elastică.

CAPITOLUL 4

TEORIA CONSTRUCȚIEI ȘI FUNCȚIONĂRII T.T.

4.1. Aspecte constructive.

Eficiența oricărei transmisii cu element intermediar flexibil este condiționată de proprietățile mecanice ale acestuia. Pe lângă acestea intervin și o serie de factori de natură constructivă.

4.1.1. Cureaua tangențială.

Cureaua tangențială este o curea lată, de fabricație modernă, ale cărei proprietăți mecanice sunt obținute printr-o combinație specială de materiale reunite într-o structură stratificată (fig. 4.1).

Soluția constructivă a transmisiei impune, în cele mai multe cazuri, existența în structura curelei a două straturi de frecare, corespunzătoare roților cu care aceasta vine în contact (roata de antrenare, roata sau rolele de deviere și roțile tangențiale).

Firmele producătoare garantează următoarele calități pentru curelele tangențiale:

- ◆ elasticitate;
- ◆ flexibilitate;
- ◆ rezistență ridicată la tracțiune;
- ◆ coeficient de frecare ridicat și constant pentru cuplul de materiale roată-curea;
- ◆ silențiozitate;
- ◆ grosime redusă;
- ◆ proprietăți antistatice.

Comportarea chimică a curelelor tangențiale se caracterizează prin rezistența bună la:

- ◆ umiditate;
- ◆ uscăciune;
- ◆ murdărie;
- ◆ ulei;
- ◆ unsoare;
- ◆ benzină;

- ◆ majoritatea diluanților;
- ◆ rezistența limitată la alcool.

Curelele tangențiale nu sunt rezistente la:

- ◆ acizi organici și anorganici concentrați (cu excepția curelelor produse de firma Siegling);
- ◆ clorură de carbon;
- ◆ apă clorurată;
- ◆ kresol.

Aceste curele funcționează fără vibrații, au un randament ridicat (98 - 99%), au durabilitate ridicată, iar zona lipiturii nu influențează funcționarea curelei. Firma Siegling garantează rezistența la suprasarcini de scurtă durată și la șocuri precum și menținerea constantă a tensionării inițiale.

Combinatia de materiale folosită de diferitele firme producătoare de curele tangențiale este prezentată în tab.4.1.

Straturile de frecare sunt alcătuite din elastomeri, cauciuc acril nitril butadien (NBR) sau piele tăbăcită cu crom. Aceste materiale conferă stratului de frecare o bună rezistență la abraziune, ceea ce prelungește viața curelei, precum și un coeficient de frecare ridicat cuplei tribologice roată - curea. Straturile din NBR mențin coeficientul de frecare la valori ridicate pe toată durata exploatării curelei, fără apariția lustruirii. Straturile de frecare din elastomeri prezintă diferențe de culoare și structură, în funcție de destinație:

- ◆ structură fină pe partea fusurilor (exterior);
- ◆ structură grosieră pe partea transmisiei (interior).

Straturile de tracțiune (insertiile) sunt alcătuite din fire din poliester sau țesătură deasă din poliamidă. Firma Habasit utilizează pentru stratul de tracțiune și aramidul. Curelele cu o astfel de inserție au denumirea de curele "Armid" și pot fi folosite la viteze superioare celor admise pentru cele cu inserție din poliamidă. Întrucât forța tangențială este invers proporțională cu viteza curelei, rezultă că la viteze ridicate se pot folosi curele mai înguste, ceea ce reduce masa curelei. Ele necesită tensiuni inițiale reduse, nu generează practic zgomot iar proprietățile lor sunt stabile în prezența variațiilor de temperatură și umiditate. Condițiile de mediu sunt normale, adică praf și urme minime de ulei sau unsoare. Unele avantaje ale utilizării curelelor cu inserție din aramid în comparație cu cele cu inserție din poliamidă rezultă din fig. 4.2.

Grosimea inserției (indiferent de natura ei) variază în funcție de tipul curelei, în concordanță cu solicitările la care poate fi supusă.

- 1.Stratul de pe partea transmisiei (din Elastomer)
- 2.Stratul de tracțiune (din poliester sau din bandă țesută din Poliamidă)
- 3.Stratul de pe partea fuselor (din Elastomer)

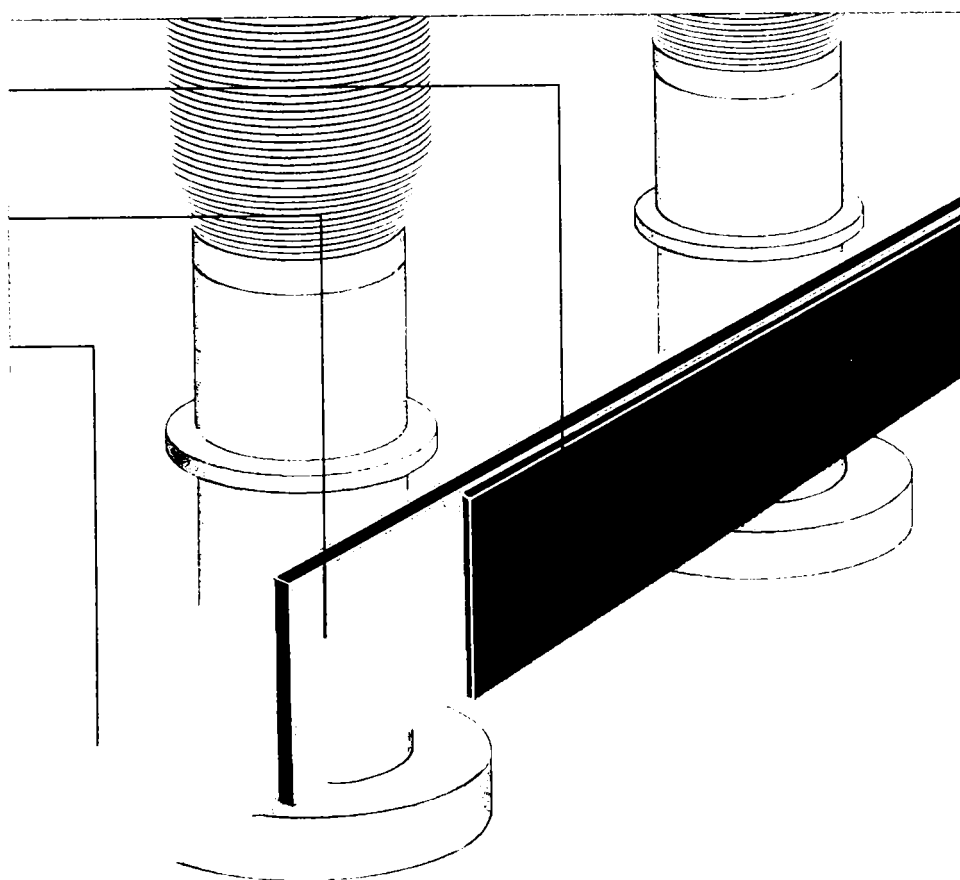


Figura 4.1.

Materiale utilizate la construcția curelelor tangențiale. Tabelul 4:1.

Firma	Stratul exterior (partea fusurilor) material	Culoare	Stratul de tracțiune	Stratul interior (partea transmisiei) material	Culoare
Siegling	Elastomer cu structură fină	gri deschis	Șnur din poliester sau țesătură deasă din poliamidă	Elastomer cu structură grosieră	verde sau gri
V.I.S.	Elastomer	verde	Folie din poliamidă	Elastomer	negru
Beltflex	Elastomer	verde	Poliamidă	Elastomer	galben
Coriamid	Piele tăbăcită cu crom sau elastomer		Poliamidă	Piele tăbăcită cu crom sau elastomer	
Habasit	NBR (cauciuc acrilonitril butadien)	verde	Aramid sau poliamidă	NBR	negru

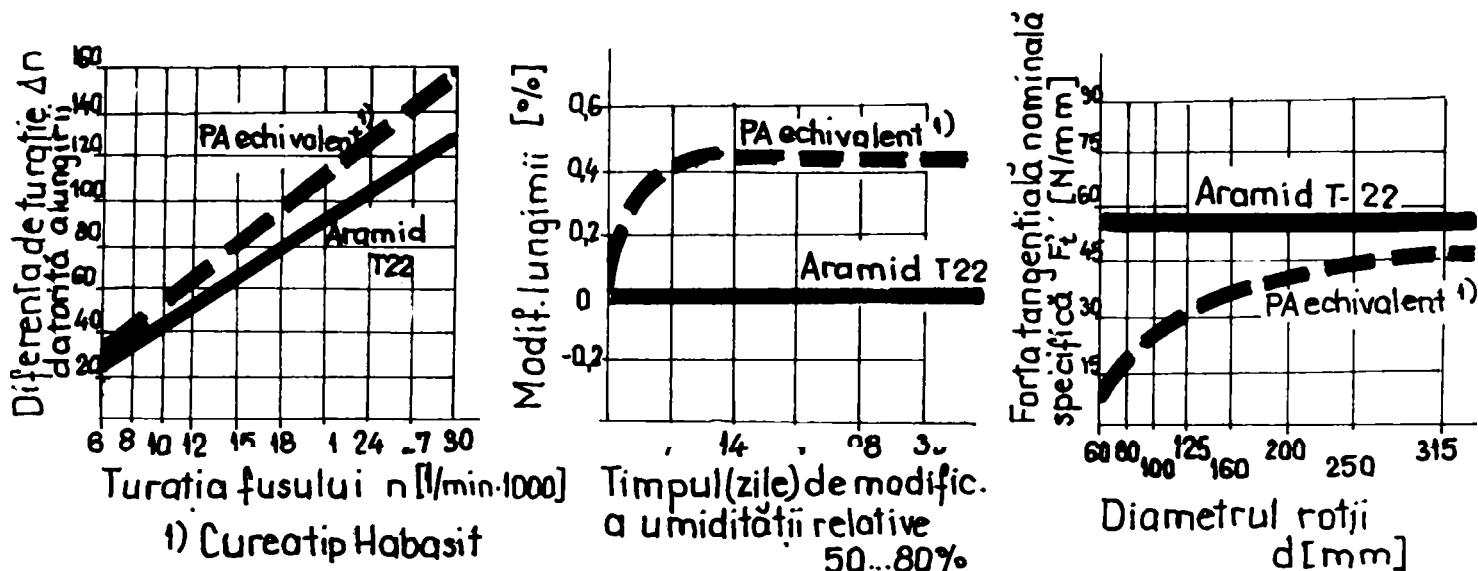


Figura 4.2.

Simbolizare

Simbolizarea curelelor tangențiale nu este unificată, fiind specifică fiecărei firme. Totuși majoritatea simbolizărilor cuprind forța tangențială. Alte date cuprinse în simbolizare se referă la:

- ◆ numărul straturilor de frecare;
- ◆ forța care încarcă arborii;
- ◆ simbolul curelei tangențiale (T sau TA).

Exemple .

◆ **Firma Siegling.**

Stratul de frecare corespunzător transmisiei (structură mare)

Stratul de frecare corespunzător fusurilor (structură fină)

Forța tangențială [N/mm] raportată la unitatea de lățime a curelei la o alungire de 2% și $\beta=180^\circ$ precum și încărcarea transmisiei [N/mm] raportată la unitatea de lățime a curelei pentru o alungire de 1% și $\beta=180^\circ$ (unghiul de înfășurare a curelei pe roata motoare)

Extremultus 85GG 10 N
Extremultus 82GG 20/40

N=construcție normală
S=construcție specială (pentru amortizarea zgomotului)
Tex=construcție simetrică pentru așezarea pe ambele părți a fusurilor (structură grosieră de culoare gri pe ambele fețe ale curelei)

Încărcarea arborilor [N/mm] raportată la unitatea de lățime la o alungire de 1% și unghiul de înfășurare pe roata motoare $\beta=180^\circ$

Forța tangențială [N/mm] raportată la unitatea de lățime la o alungire de 1% și unghiul de înfășurare a curelei pe roata motoare $\beta=180^\circ$.

◆ Firma VIS

20 NN / TA

Simbol pentru curele tangențiale

N = Simbol pentru stratul de frecare din elastomer

NN = Simbol pentru stratul de frecare (din elastomer) situat pe ambele fețe ale curelei

Forța de tracțiune care produce o alungire de 1% a curelei [N/mm raportată la unitatea de lățime]

◆ Firma Habasit

T - 10

Forța tangențială pe unitatea de lățime [N/mm]

Forța de tracțiune (raportată la unitatea de lățime) care produce o alungire de 1% după un ciclu de funcționare

Curea tangențială cu inserție din aramid

Firmele Beltex, VIS și Habasit garantează pentru coeficientul de frecare valoarea 0,7 în cazul utilizării unor roți din oțel cu rugozitatea $R_{amax} = 1,6\mu m$ (Habasit, VIS).

În cataloagele firmei Siegling nu se fac referiri asupra coeficientului de frecare.

Domeniul de valori pentru forța tangențială ^{specifică} variază, funcție de firmă, între [(3,5) 10...50]N/mm.

Pentru aceeași forță tangențială transmisă, grosimea și greutatea curelei precum și diametrul minim admisibil al roții variază în funcție de firmă, după cum urmează (vezi tab.4.2):

Caracteristicile constructive ale curelelor tangențiale în raport cu forța tangențială Tabelul 4.2.

Forța [N/mm]	Firma / tipul curelei	Grosimea totală a curelei [mm]	Densitatea curelei [kg/m ²] <i>m_{os}</i>	Diametrul minim al roții d _{min} [mm]
15	Sieg-Extremultus85	2,1	2,3	50
	ling Extremultus85	2,3	2,6	90
	Habasit	1,7	1,7	32
	VIS	1,9	2,1	40
	Beltflex	2,9	3,3	135

Mărimile de comparație din tabelul 4.2 sunt direct implicate în asigurarea flexibilității curelei și în reducerea forței masice care, la vitezele ridicate la care funcționează de obicei T.T., nu mai poate fi neglijată.

Din acest punct de vedere, cele mai performante curele sunt cele cu inserție din aramid, fabricate de firma Habasit și apoi cele cu inserție din folie de poliamidă fabricate de firma VIS.

Diametrul roții tangențiale sau de deviere este minim pentru curelele firmelor Habasit și VIS.

4.1.2. Roți pentru curele tangențiale.

4.1.2.1. Materiale pentru roțile de curea.

Pentru menținerea constantă a coeficientului de frecare, se recomandă ca toate roțile tangențiale (motoare, conduse, rolele de deviere) să fie executate din oțel. Folosirea aliajelor de aluminiu pentru confecționarea roților de curea nu este recomandată de către firmele producătoare de curele tangențiale, întrucât s-a constatat că în acest caz se produce îmbâcsirea suprafeței active a roții, ceea ce are drept consecință scăderea considerabilă a coeficientului de frecare.

4.1.2.2. Forma constructivă a roților.

Coroana roții motoare se va bomba conform normelor DIN 111, respectiv ISO R 100. O înălțime "h" a bombajului mai mare decât cea indicată în normele amintite poate avea ca efect reducerea suprafeței de contact dintre curea și roată, ceea ce ar necesita pretensionarea inutilă, la valori superioare, a curelelor tangențiale.

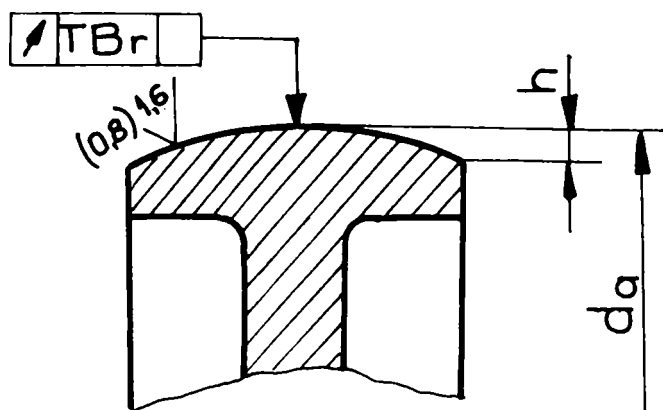
Bombajul se va executa simetric în raport cu lățimea roții. În cazul transmisiilor cu arbori verticali, se vor bomba ambele roți (conducătoare și condusă) ale transmisiei.

Valorile bombajului, conform normelor amintite, sunt redate în tab. 4.3. și fig. 4.3.

Mărimea bombajului pentru roțile tangențiale (conform ISO R 100)

Tabelul 4.3.

Dimensiune	Diametrul d_a [mm] (până la o lățime a coroanei de 125 mm)										
	40-100	112	125-140	160	180	200-224	250	280	315-355	400	450-630
h	0,3	0,3	0,4	0,5	0,5	0,6	0,8	0,8	1,0	1,0	1,0
TB _r	0,2	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,6



h = înălțimea bazei [mm]
 TB_r = toleranța bătăii radiale.

Figura 4.3.

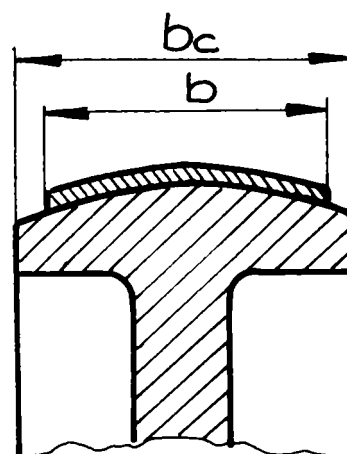


Figura 4.4.

Hotărâtoare pentru o bună funcționare și pentru durabilitatea roții este calitatea suprafeței active a acesteia (conform DIN 111/ISO R 100 aceasta trebuie să fie curată și netedă, având înălțimea maximă a asperităților $R_a = 1,6 \mu m$).

Lățimea roții trebuie corelată cu cea a curelei, conform normelor ISO (tab.4.4) la care este afiliat și STAS 6011/83 referitor la roțile pentru curele late și fig. 4.4.

Lățimea coroanei roții b_c în funcție de lățimea curelei b conform normelor ISO Tabelul 4.4.

Lățimea curelei b [mm]	Lățimea coroanei roții b_c [mm]
16	20
20	25
25	32
32	40
40	50
50	63
63	71
71	80
80	90
90	100
100	112

În general, se poate considera că între lățimea coroanei și cea a curelei există raportul aproximativ $\frac{b_c}{b} \approx 1,1$.

Normele amintite se vor respecta și pentru celelalte roți ale T.T., inclusiv rolele presoare. Pentru fusuri se acceptă și forma cilindrică. Pentru a se evita creșterea inutilă a zgomotului și scăderea randamentului transmisiei, rolele presoare nu se vor prevedea cu reborduri.

4.1.2.3. Transmisia de bază / principală.

În cele mai multe cazuri antrenarea transmisiei principale se face în direct (fig. 4.5), fapt ce înlătură necesitatea intervenției asupra curelei tangențiale în cazul unei eventuale modificări a turației.

Se recomandă ca, și de câte ori este posibil din punct de vedere constructiv, diametrul roții motoare să fie egal cu lățimea mașinii, ceea ce echivalează cu realizarea unui unghi de înfășurare a curelei tangențiale pe roata motoare $\beta = 180^\circ$.

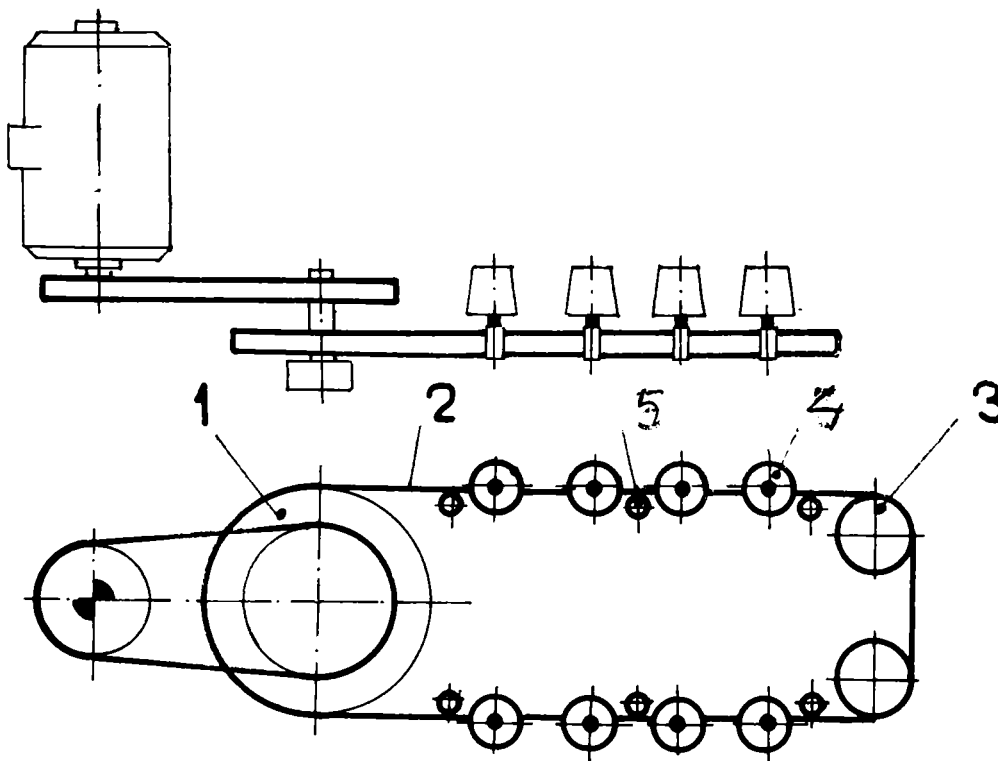


Figura 4.5.

În felul acesta se poate renunța la două role de deviere. Tensionarea de încovoiere al curelei pe roata de curea scade și, prin urmare, randamentul total al mașinii se îmbunătățește.

4.2. Corelarea energetică și cinematică a sistemului mobil.

T.T. este o transmisie hibridă care, în vederea studierii, poate fi divizată formal în două transmisii cu funcționare strict intercondiționată și anume:

- ◆ transmisia primară, alcătuită din roata motoare (1), ramurile deschise (2) și rolele de deviere (3);
- ◆ T.T., alcătuită din ramurile motoare și antrenată, cei n consumatori (4) și rolele presoare (5).

Din considerente de proces tehnologic T.T. este întotdeauna multiplicatoare, iar contactul forțat dintre ramură și roata tangențială trebuie să dezvolte, la viteze mari, puterea necesară operațiilor tehnologice specifice mașinii.

Cerințele foarte severe în ceea ce privește sincronismul cinematic și invariabilitatea cinetostatică în sarcină precum și cele referitoare la fiabilitatea ansamblului, impun, ca unică variantă compatibilă și competitivă, cureaua lată cu structură compozită.

a). Puterea necesară pentru antrenarea sistemului (transmisia primară / principală).

Transmisia primară debitează în sistem puterea $P = \sum_{j=1}^n P_j$ necesară pentru asigurarea funcționării celor n consumatori dispuși cvasitangențial pe ramurile libere. Pe lângă consumatorii tangențiali (fusele mașinilor), în componența mașinilor textile intră și alte mecanisme (pentru rotirea cilindrilor trenului de laminat, pentru acționarea axului principal, pentru mișcarea băncii inelelor etc.), de care trebuie să se țină seama la alegerea motorului de antrenare a transmisiei tangențiale sau a mașinii, conform schemei cinematice.

T.T. este utilizată atât la mașinile textile care prelucrează firele după metoda neconvențională (cu rotor) cât și după cea clasică (filarea cu inele). În acest din urmă caz, antrenarea fuselor prin cureaua tangențială reprezintă una din perfecționările aduse mașinilor de filat cu inele. De asemenea, funcție de puterea totală instalată și de complexitatea mașinii, aceasta poate fi antrenată de :

- un singur motor care antrenează atât fusele cât și celelalte mecanisme (fig.4.5);

- două motoare, dintre care unul antrenează numai o T.T. iar celălalt o T.T. și alte mecanisme (fig. 4.6).

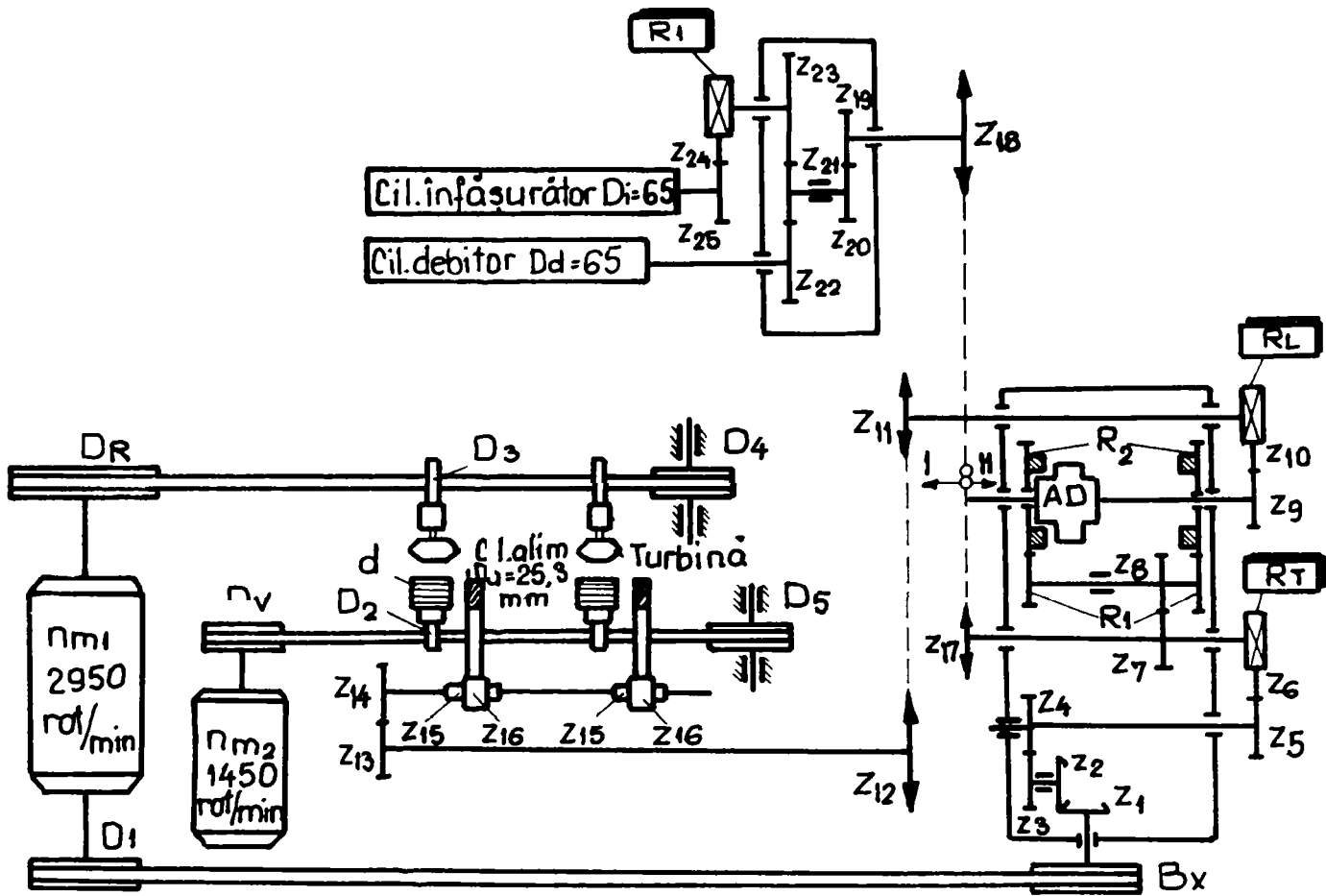


Figura 4.6.

În general, pentru antrenarea fuselor se consumă în jur de 50% din puterea necesară acționării întregii mașini (tab.1 Anexa 2).

Având în vedere cele de mai sus, puterea motorului, în situația în care acesta antrenează și alte mecanisme în afară de T.T., se determină cu relația 4.1:

$$P_m \geq P_{T.T.} + P_s = c_2 \frac{1}{\eta_t} \sum_{j=1}^n \Delta P_j + \Delta P \approx c_2 \frac{1}{\eta_{tt}} \Delta P_1 + \Delta P \quad (4.1)$$

Dacă motorul antrenează numai T.T.:

$$P_m \geq P_{TT} = c_2 \frac{1}{\eta_t} \sum_{j=1}^n \Delta P_j \approx c_2 \frac{n}{\eta_{tt}} \Delta P_1 \quad (4.1a)$$

în care:

$c_2 \in [1,0;1,1;1,2;1,3]$ reprezintă factorul de sarcină / dinamic. El se alege din tab.1 (Anexa 1) funcție de tipul mașinii. $c_2 \approx c_A$

$n \in [250 \dots 600]$ reprezintă numărul de consumatori individuali acționați în grup prin T.T. El este limitat superior de gabaritul mașinii și de posibilitatea de operare (manevrarea copsurilor, supravegherea și remedierea firelor etc).

$\eta_t \in [0,96 \dots 0,98]$ reprezintă randamentul global al transmisiei principale (cu arbori paraleli și ramuri deschise, tensionată permanent cu a = var.). (Se exceptează T.T.).

$\Delta P_1 \in [35 \dots 60(80)]$ W / fus reprezintă consumul energetic al unui consumator individual și depinde de materialul prelucrat, lungimea fibrei materialului, procedeul de prelucrare, destinația firului (urzeală sau bătătură).

b). Viteza curelei.

Viteza curelei trebuie să asigure consumatorilor individuali (rotori, fuse) turația necesară obținerii unei calități corespunzătoare a firului și se determină cu relația:

$$v = \frac{1}{2} \omega_f \cdot d_f \cdot 10^{-3} \quad (4.2)$$

în care:

$\omega_f [s^{-1}]$ - viteza unghiulară a fusului. Se alege de către tehnolog în funcție de materia primă și procesul tehnologic;

$d_f [mm]$ - diametrul fusului. Ales de tehnolog în funcție de materia primă și procesul tehnologic;

$v [m/s]$ - viteza curelei.

Turația fusului se alege de către tehnolog fiind impusă de un număr acceptabil de ruperi, care este influențat direct de tensiunea din fir. La rândul ei, tensiunea din fir este direct proporțională cu pătratul turației fuselor. Viteze mai mari ale fuselor se obțin cu inele de diametru mic, ceea ce înseamnă folosirea țevilor de diametru mai mic.

Pe lângă cele menționate intervin o serie de alți factori de natură:

- a). tehnologică
- materia primă
 - grosimea firului
 - lungimea fibrei
 - metoda de prelucrare
 - convențională
 - neconvențională
 - destinația firului
 - urzeală
 - bătătură

sau

- b). constructivă
- lăgăruirea fusului
 - cu bucșe
 - cu rulmenți
 - diametrul fusului

Diametrul fusului este dependent de asemenea de factorii menționați anterior, alegerea lui fiind de asemenea de competența tehnologului.

Diametrele de fus, corespunzătoare standardelor uzinale pentru blocul tehnologic de fuse prin contact cu frecare, iau valori în intervalul

$$d_f \in [19,48] \text{ mm}$$

Din cele de mai sus, reiese că turația și diametrul fusului sunt impuse de procesul tehnologic, de factorii tehnologici și constructivi amintiți, putând fi considerate date inițiale pentru calcularea T.T.

Fiind cunoscută valoarea vitezei curelei, se va putea determina pe baza sincronismului și în ipoteza neglijării alunecărilor elastice, diametrul roții motoare a transmisiei principale:

$$v = \frac{1}{2} d_A \omega_A 10^{-3} \cong \frac{1}{2} d_f \omega_f 10^{-3} \cong \text{ct.} \quad (4.3)$$

în care:

$d_1 \equiv d_A$ [mm] - diametrul roții motoare.

$\omega_1 \equiv \omega_A$ [s⁻¹] - viteza unghiulară a roții motoare.

În această fază, cureaua se consideră a fi definită geometric. Pentru rezolvarea ecuației (4.3) se vor lua în considerare următoarele:

1).diametrul roții motoare d_A ia valori în domeniul

$$d_{\min} < d_A \leq B \quad (4.4)$$

în care:

$$d_{\min} = C \cdot \sqrt[3]{k_A \frac{P_m}{\omega_A}} \quad \text{reprezintă diametrul minim din condiția de}$$

limitare a solicitării de încovoiere.

Pentru curelele multistrat (variante Extremultus), coeficientul

$$C \in [390 \dots 540]$$

Dimensiunea roții conducătoare a transmisiei principale este limitată superior de lățimea B a mașinii.

$$B \in [375 \dots 450, (950)] \quad \text{mm};$$

2). acceptând acționarea transmisiei prin motor electric trifazat, frecvența de sincronism a acestuia poate lua una din valorile:

$$\omega_s \in [78,54; 104,72; 157,08; 314,16] \quad [s^{-1}],$$

Cu acestea, se poate calcula diametrul roții conducătoare cu relația:

$$d_A \cong d_f \cdot \frac{\omega_f}{\omega_A} \quad (4.5)$$

unde pentru ω_A se atribuie una din valorile ω_s .

Dacă valoarea rezultată este necorespunzătoare din punctul de vedere al dimensiunii se va atribui roții un diametru convenabil în intervalul menționat și se calculează ω_A corespunzător. Acest lucru este echivalent cu introducerea unei transmisii suplimentare (de adaptare) între motor și roata conducătoare a transmisiei.

Pentru d_A se vor lua mărimile convenabile din șirul de valori standardizate DIN 111/ISO R 100 sau STAS 6011-83.

Rezumând, cureaua tangențială va putea antrena cei n consumatori dacă, la rândul ei, este antrenată cu o putere cel puțin egală cu suma puterilor consumatorilor individuali, (relația 4.1 a) stabilită din considerente de proces tehnologic.

Întrucât diametrele și turațiile roților tangențiale (consumatorilor tangențiali) sunt determinate din considerente tehnologice și constructive, rezultă că viteza curelei tangențiale este impusă și cunoscută.

Condiția de sincronism ($v = ct.$), relația (4.3) permite determinarea diametrului roții conducătoare și a turației acesteia precum și varianta de antrenare (directă sau cu transmisie de adaptare).

c). Pretensionarea transmisiei.

Tensionarea transmisiei, necesară pentru realizarea forței de frecare, comportă două etape distincte, care trebuie realizate în următoarea succesiune:

1. tensionarea transmisiei de bază;
2. așezarea corectă a consumatorilor cvasitangențiali în raport cu ramurile libere ale transmisiei primare și realizarea arcului de înfășurare cu ajutorul rolor presoare.

Prima etapă are loc în condițiile în care consumatorii tangențiali sunt îndepărtați și se desfășoară conform metodelor obișnuite de tensionare a unei transmisii cu arbori paraleli și ramuri deschise, cu a și $L_p = \text{var.}$ Această etapă are rolul de a asigura condițiile necesare funcționării curelei la parametrii energetici impuși.

A doua etapă cuprinde la rândul ei două faze distincte:

1. aducerea consumatorilor în contact tangențial cu cureaua / alinierea lor la profilul curelei;
2. realizarea arcului de înfășurare și crearea unei presiuni controlate prin deplasarea rolei presoare. Pe baza corespondenței dintre arcul de înfășurare și presiunea creată pe rola presoare se determină tensiunile din ramuri, F_1^* și F_2^* care asigură transferul energetic.

Pornirea T.T. se face numai după parcurgerea celor două etape. Alimentarea fiecărui post de lucru cu materie primă și legarea firelor rupte se face manual sau automat prin oprirea individuală a posturilor de lucru vizate, funcționarea celorlalte posturi nefiind afectată. Reglajul întregii transmisii presupune oprirea mașinii și, ori de câte ori este necesar, implică intervenția asupra curelei în scopul refacerii tensionării inițiale sau al reparării / înlocuirii acesteia.

Pentru prima fază, aceea a tensionării/transmisiei obișnuite, cu arbori paraleli și ramuri deschise, cu a și $L_p = \text{var.}$, valoarea forței de pretensionare se determină din relația:

$$F_0 = k_A \cdot \frac{P_A}{2\varphi_{\text{opt}} \cdot v^2} + m_{01} \cdot v^2 \quad [N] \quad (4.6)$$

în care:

$$\varphi_{\text{opt}} = \frac{F_t}{2F_0} \cong \frac{F_1^* - F_2^*}{F_1^* + F_2^*} \cong \frac{1 - e^{-\mu\beta_{al}}}{1 + e^{-\mu\beta_{al}}}$$

Rezolvarea ecuației (4.6) se bazează pe următoarele observații:

- ◆ coeficientul de frecare pentru curelele late cu structură compozită, în cazul soluțiilor performante, variază în intervalul $\mu \in [0,5;0,72]$

Conform datelor din catalog și experimentale;

- ◆ β_{al} [rad] este arcul de alunecare și reprezintă o parte din arcul de înfășurare;
- ◆ P_A [kW] – reprezintă puterea la arborele roții motoare;
- ◆ $v = \frac{d_A}{2} \cdot \omega_A \cdot 10^{-3}$ [m/s] – reprezintă viteza curelei;
- ◆ $m_{0l} = \rho \cdot A_c$

în care:

- ◆ $A_c = b \times h$ [mm²] reprezintă aria secțiunii transversale a curelei;
- ◆ ρ [kg/m³] reprezintă densitatea curelei tangențiale și este dată în tab.2, anexa 2. Valorile au fost stabilite din relația:

$$\rho = \frac{m_{os}}{h} \quad (4.7)$$

în care:

- ◆ m_{os} [kg/mm²] – reprezintă valoarea densității date în cataloagele firmelor producătoare de curele tangențiale;
- ◆ h [mm] – reprezintă grosimea curelei.

Din analiza rezultatelor prezentate în tab. 2 Anexa 2 se desprind următoarele observații:

- ◆ valorile cele mai scăzute pentru densitate ($\rho = 1,0$ kg/m³) se întâlnesc la curelele cu inserție din aramid produse de firma Habasit;
- ◆ densitatea se menține constantă pentru toate profilele de curea produse de firma Habasit;

- ◆ pentru curelele produse de alte firme (Siegling, Beltex, VIS) densitatea variază în funcție de profil, fără a exista o corelație între grosimea curelei și densitate;
- ◆ conform relației (4.6), varianta cea mai favorabilă din punct de vedere al forțelor masice este aceea care are densitatea liniară m_{0l} cea mai mică.

Transmisiile tangențiale ce echipează mașinile textile sunt prevăzute cu sisteme de tensionare prin deplasarea roții motoare (fig.4.7.a) sau a roților de deviere (fig.4.7. b.)

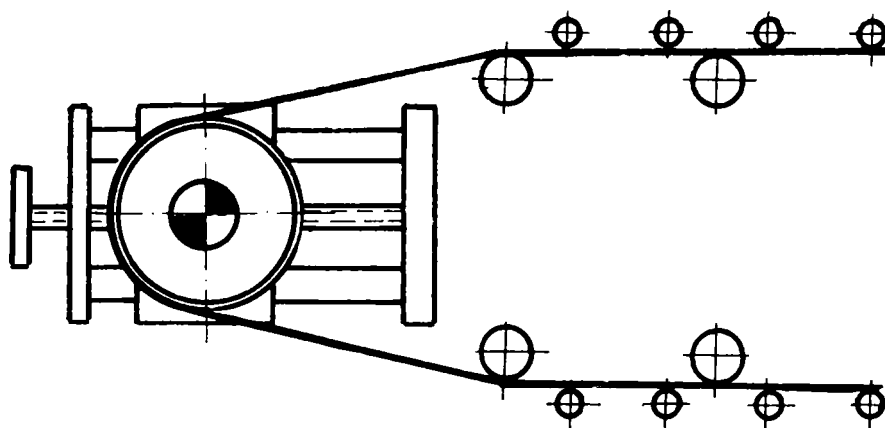


Figura 4.7 a.

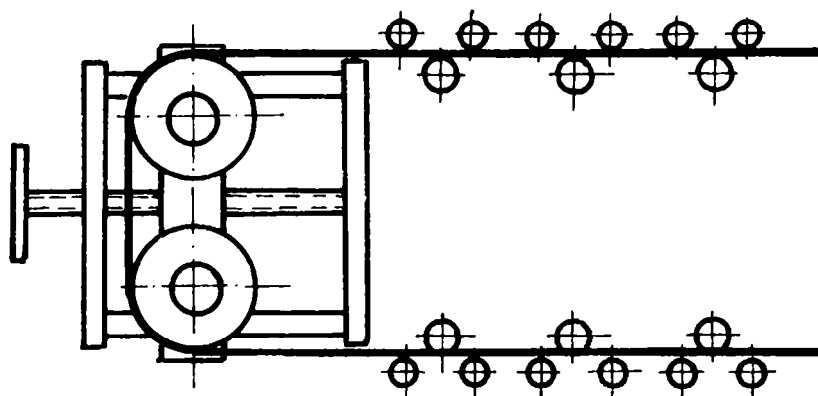


Figura 4.7 b.

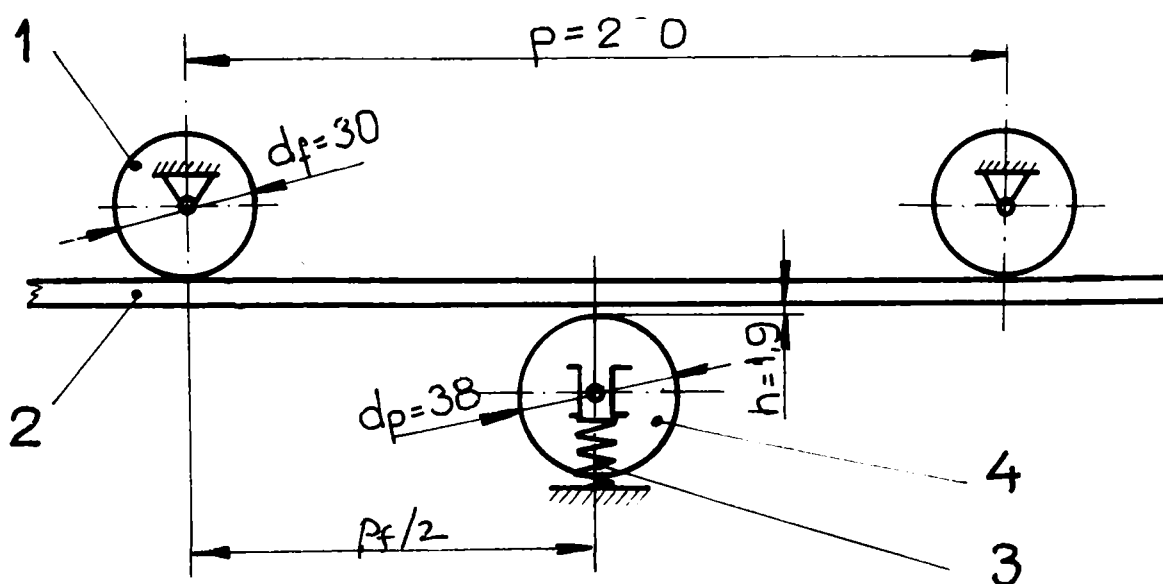
Trebuie observat faptul că, în această fază, întrucât transmisia se află în repaus, nu există forțe masice și deci:

$$F_0^* = F_0 \quad (4.8)$$

A doua fază a punerii în funcțiune a T.T. constă în:

- ◆ verificarea alinierii consumatorilor (prin poziția lor tangentă) la ramurile libere ale transmisiei. Pentru cazul analizat, poziția roților tangențiale și a celor presoare va fi conform fig. 4.8 (rolele presoare rămân în continuare îndepărtate);
- ◆ reglarea tensionării arcului (3) (fig. 4.8) în vederea realizării unghiului de înfășurare.

Întrucât transmisia funcționează cu un element intermediar flexibil, în ipoteza acceptată, aceea a respectării legii lui Euler, rezultă că unghiul de înfășurare a curelei pe roțile tangențiale este obligatoriu $\beta_1 > 0$, exceptându-se situația în care transmisia nu funcționează.



Legendă:

1. Fus (consumator tangențial);
2. Curea tangențială;
3. Arc;
4. Rolă presoare.

Figura 4.8

Montajul se realizează astfel încât valoarea minimă a acestui unghi să se obțină pentru arc deformat (încărcat) iar valoarea maximă pentru arc nedeformat (descărcat). Conform schemei de principiu (fig. 4.8) și cărții mașinii de răsucit elastic (tip Melegato) (fig.4.9), se observă că forța dezvoltată de arc împinge rola presoare spre consumatorii tangențiali ceea ce are ca urmare apariția unei presiuni pe suprafața de contact dintre rola presoare și curea și apariția forțelor $F_{1,j}$ și $F_{21,j}$ în ramura curelei (fig. 4.11).

Valoarea necesară pentru unghiul de înfășurare rezultă din condiția realizării transferului energetic pe baza unor forțe $F_{1,2}^*$, care să satisfacă relațiile:

$$\left. \begin{aligned} F_{\text{tj}} &= F_{1j}^* - F_{2j}^* \\ P_j &= F_{\text{tj}} \cdot v \end{aligned} \right\} \quad (4.9)$$

în care:

F_{tj} - forța tangențială necesară antrenării unui consumator tangențial;

P_j - puterea absorbită de un consumator tangențial;

v - viteza curelei;

F_{1j}^*, F_{2j}^* - forțele active ce iau naștere în curea în dreptul consumatorului tangențial.

La atingerea valorii necesare a forțelor unghiul de înfășurare este maxim, iar arcul descărcat. Reacțiunea dezvoltată de ramura curelei împinge la rândul ei rola presoare determinând pe de o parte scăderea unghiului de înfășurare la valoarea β_{\min} și pe de altă parte reîncărcarea arcului.

Acest proces (în care β variază între β_{\min} și β_{\max}) se repetă în timpul funcționării transmisiei, sistemul tinzând spre echilibru.

Pentru valoarea minimă (corespunzătoare arcului încărcat), conform cărții mașinii, rolele presoare și cele tangențiale sunt decalate cu 0,5 mm (fig.4.9). Pentru o curea Habasit cu $h=4\text{mm}$, valoarea unghiului de înfășurare, determinată cu programul AUTOCAD, variază între $1,439^\circ$ și $4,0596^\circ$ (fig. 2 , Anexa 2).

Variația acestuia în raport cu deplasarea centrului rolei presoare (Δs) este practic liniară, (conf. fig.2 Anexa 2).

Studiul variației unghiului de înfășurare în raport cu deplasarea centrului rolei presoare (Δs) poate fi efectuat prin metode grafice sau analitice.

În lipsa calculatorului, studiul grafic este puțin precis datorită valorii mici a unghiului de înfășurare; rezultatele, pentru reprezentarea la scara 2:1 sunt prezentate în fig. 3 și 4 Anexa 2.

Studiul analitic se bazează pe posibilitatea înlocuirii arcului de înfășurare cu porțiunea de tangență (fig. 4.10 a și 4.10b).

*poziția corespunzătoare
arcului descărcat
 $h = 3\text{mm}$

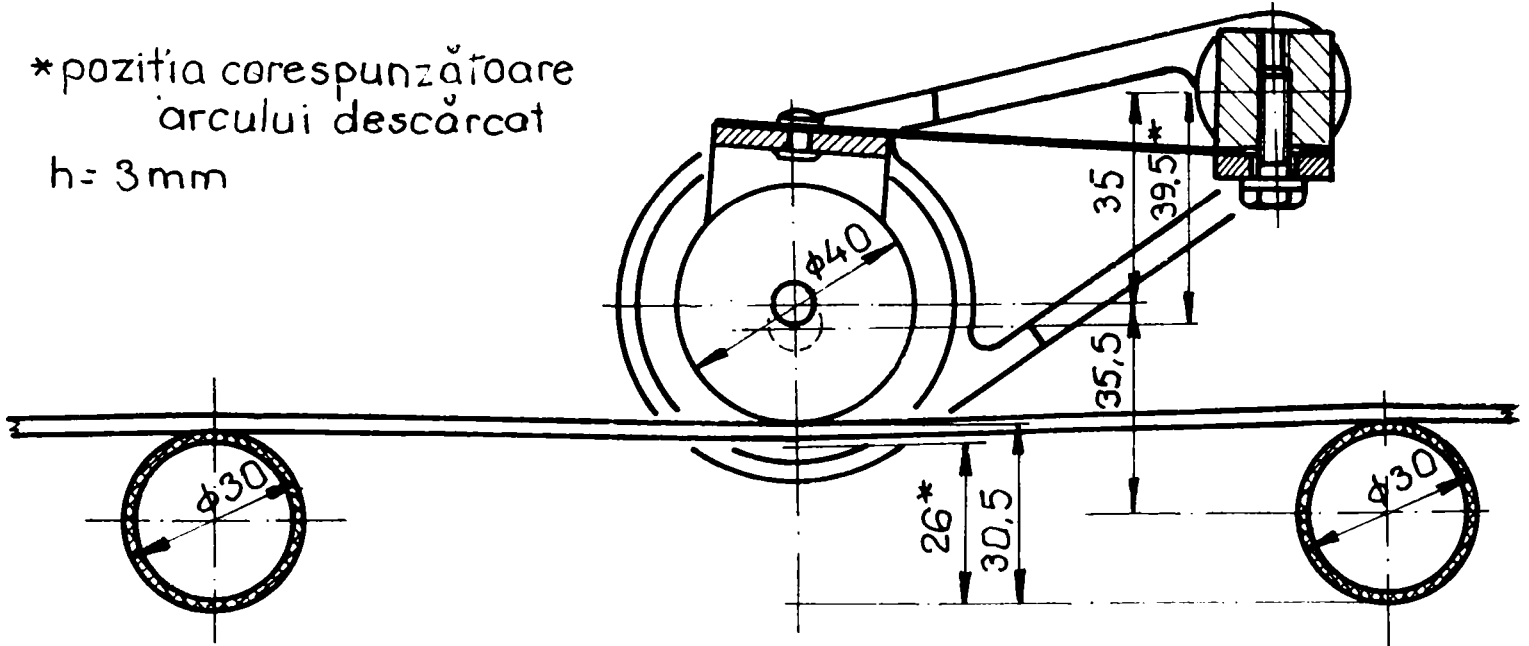


Figura 4.9

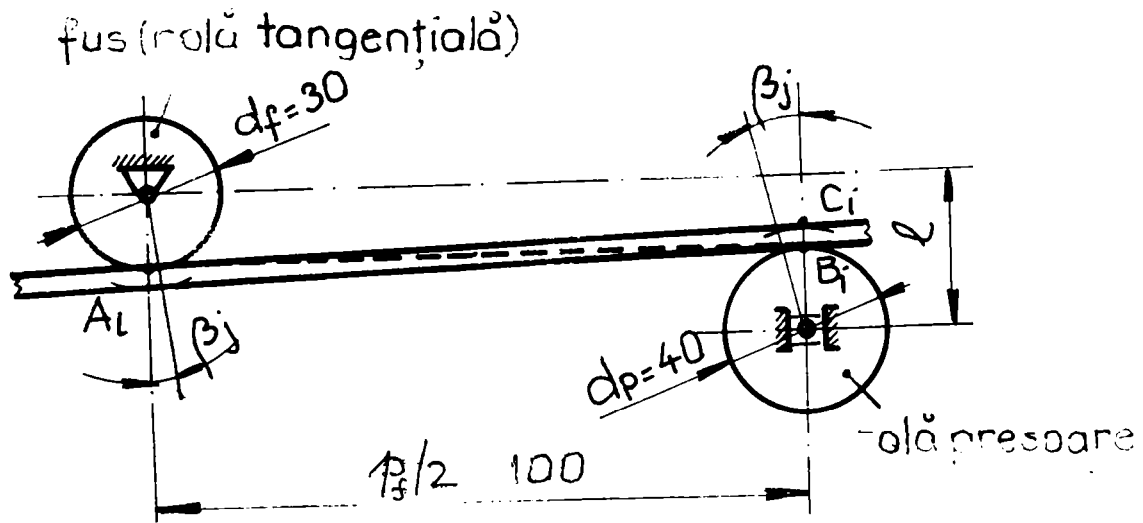


Figura 4.10.a

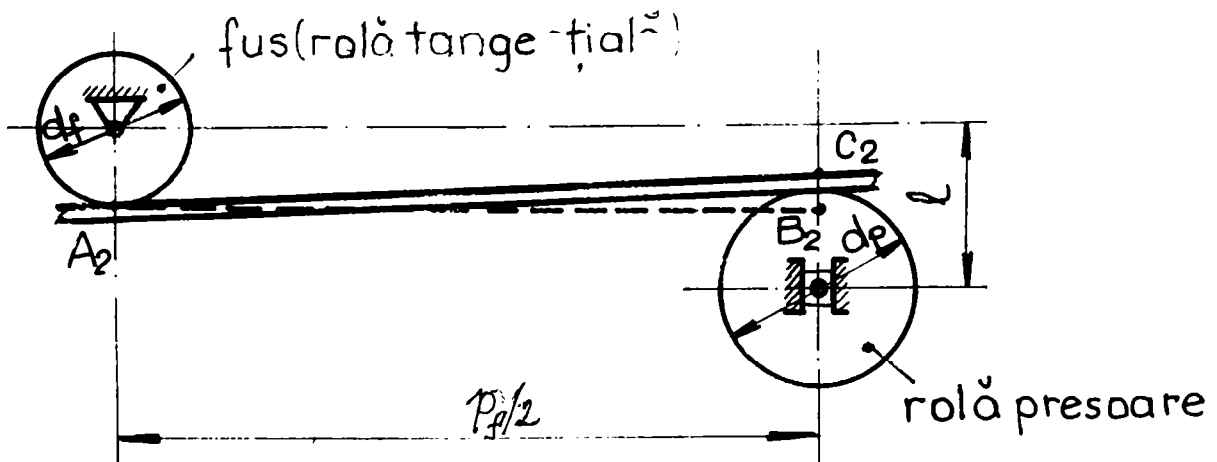


Figura 4.10.b

Fie $\Delta s \in [0;4,5]$ mm deplasarea centrului rolei presoare și $l = \text{var.}$, distanța dintre axa roții tangențiale și a celei presoare. Conform fig.4.9-și 4.10 a, b, rezultă:

$$l = \frac{1}{2}(d_f + d_p) + 0,5 - \Delta s \tag{4.10}$$

$$\overline{C_i B_i} = h - 0,5 + \Delta s \tag{4.11}$$

Atunci:

$$\beta = \arctg \frac{\overline{C_i B_i}}{\overline{AB_i}} = \arctg \frac{h - 0,5 + \Delta s}{\frac{p}{2}} = \arctg \frac{h - 0,5 + \Delta s}{100} \tag{4.12}$$

cu care se obține o variație apropiată de cazul metodei grafice (tab.4.5).

Tabelul 4.5.

**Variația unghiului de înfășurare β cu deplasarea centrului rolei (s)
($h=3\text{mm}$, curea Habasit)**

Δs [mm]	Distanța Dintre centre	$\beta [^\circ]$			$\Delta\beta [\%]$ pentru metoda analitică și grafică pe calculator
		Metoda grafică pe calculator	Metoda analitică	Metoda grafică Scara 2:1	
0,0	35,5	1,439	1,4321	1,8	0,48
0,5	35	1,7283	1,7184		0,57
1,0	34,5	2,018	2,0045		0,66
1,5	34	2,3083	1,2906		0,76
2,0	33,5	2,5989	2,5766		0,85
2,5	33	2,8901	2,8624		0,95
3,0	32,5	3,1816	3,1481		1,05
3,5	32	3,1816	3,4336		1,15
4,0	31,5	3,7659	3,7189		1,24
4,5	31	4,0596	4,0042	4,3	1,36

Dacă se consideră β determinat cu ajutorul calculatorului ca valoare de referință, abaterea $\Delta\beta [\%]$, calculată cu aproximațiile amintite, ia valorile din tab.4.5.

$$\Delta\beta = \frac{|\beta_c - \beta_a|}{\beta_c} \cdot 100 \quad (4.13)$$

unde:

β_c - valoarea determinată cu ajutorul metodei grafice asistată de calculator;

β_a - valoarea determinată prin relația (4.12).

Creșterea abaterii odată cu creșterea unghiului de înfășurare este explicabilă prin aproximația făcută, și anume, înlocuirea arcului de înfășurare cu porțiunea de tangentă la cele două role (tangentială și presoare). Dacă această aproximație poate fi acceptată, atunci ea va folosi la determinarea lungimii reale a conturului înfășurat de curea.

Ținând seama de faptul că $\beta_j < 5^\circ$, variația acestuia în raport cu deplasarea rolei presoare este aproximativ liniară.

Acțiunea arcului asupra curelei are ca efect apariția unei presiuni pe suprafața de contact dintre curea și rola presoare. Între această presiune și forța concentrată $F_{No,jp}$ care acționează asupra rolei se poate scrie (dacă se neglijează alungirea curelei și frecările din lagărele rolei) următoarea relație (fig. 4.11):

$$F_{No,j} = 2 \int_0^{\beta_0} p_0^* \cdot \cos \beta_j \cdot dA_f = 2F_{o,j} \sin \beta_j = 2F_{o,j}^* \sin \beta_j = \text{const.} \quad (4.14)$$

unde:

p_0^* = presiunea exercitată de rolă asupra ramurii conduse a transmisiei de bază pe arcul de înfășurare β_0 ;

$dA = b \frac{dp_0^*}{2} \cdot d\beta_j$ = suprafața elementară de contact dintre curea și rolă.

Rezultă:

$$\frac{F_{No,j}}{\sin \beta_j} = 2F_{o,j} = 2F_{o,j}^* = \text{ct.} \quad (4.15)$$

Făcând corelarea cu întregul ansamblu pe baza relațiilor (4.8) și (4.9):

$$F_0^* = F_0 - F_m = k_A \frac{P_1}{2\varphi_{opt} \cdot v}$$

$$P_1 = \sum \Delta P_j \cong n \cdot \Delta P_j$$

și (4.15), rezultă:

$$F_{No,jp} = 2F_{o,j} \sin \beta_j = 2 \sin \beta_j \frac{F_{t1}}{e^{u\beta_1} - 1} = 2 \sin \beta_j \frac{F_t}{n} \frac{1}{e^{u\beta_1} - 1} \quad (4.16)$$

Întrucât $\beta_j < 5^\circ$ se poate scrie:

$$\sin \beta_j \cong \beta_j - \frac{\beta_j^3}{6} \cong \beta_j, \quad (4.17)$$

și

$$\exp(\mu \beta_j) \cong 1 + \frac{\mu \beta_j}{1!} + \frac{\mu \beta_j^2}{2!} + \frac{\mu \beta_j^3}{3!} + \dots \quad (4.18)$$

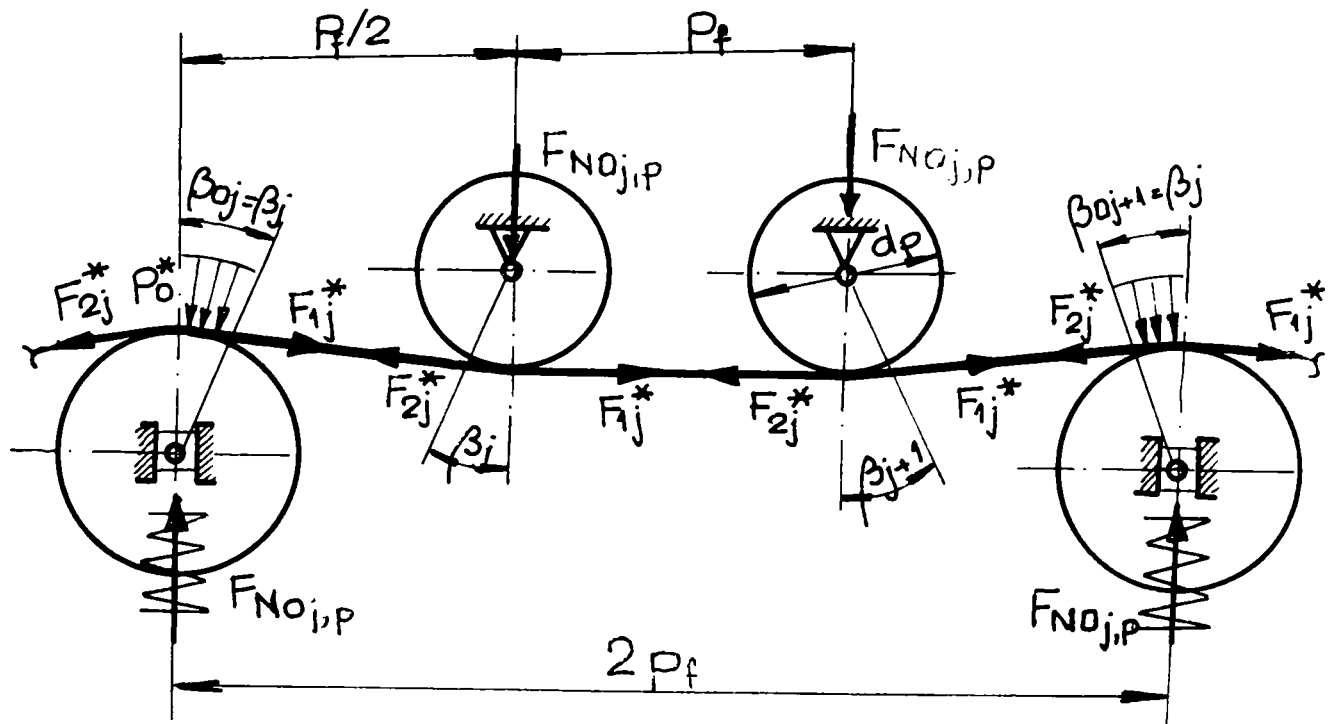


Figura 4.11

Reținând numai primii doi termeni din relația (4.18), și înlocuind relațiile (4.17) și (4.18) în relația (4.16), se obține:

$$F_{Noj,p} = 2 \sin \beta_j \cdot \frac{F_t}{n} \cdot \frac{1}{e^{\mu \beta_j} - 1} \cong 2 \beta_j \cdot \frac{F_t}{n} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\mu \beta_j}{1} - 1} \cong \quad (4.19)$$

$$\cong 2 \cdot \frac{F_t}{n \mu} \cong 2 \cdot \frac{1,4 \cdot F_t}{n} ; \mu = 0,7$$

respectiv:

$$F_{Noj,f} \cong \frac{1,4 F_t}{n} \quad (4.19a)$$

și

$$F_{Noj,p} = 2 F_{Noj,f} \quad (4.19b)$$

în care:

$F_{Noj,f}$ este forța de apăsare asupra fusului;

$F_{Noj,p}$ este forța de apăsare exercitată de rola preșoare.

La instalarea transmisiei de bază tensionarea inițială se controlează prin intermediul alungirii curelei:

$$(\Delta L_p)_0 = F \cdot L_{p0} / (E_t A_c) \tag{4.20}$$

căreia îi corespunde alungirea specifică:

$$\varepsilon_0 = \frac{\Delta L_p}{L_p} \tag{4.21}$$

Relația (4.19) conduce la următoarele observații:

- 1) unghiul β_j fiind mic ($\beta_j < 5^\circ$), se pot aplica relațiile (4.17) și (4.18) care conduc în final la o relație independentă de valoarea lui β_j (4.19) și (4.19a);
- 2) conform relației (4.16), $F_{Noj,p} \cong ct.$ pentru o valoare dată a unghiului β_j iar cu simplificările permise de relațiile (4.18) și (4.19) rezultă că $F_{Noj,p}$ și $F_{Noj,f}$ sunt **independente** de unghiul β_j în intervalul de variație a acestuia ($\beta < 5^\circ$). De aici rezultă că variația unghiului β_j în timpul funcționării transmisiei nu influențează starea de tensiune din curea și deci **procesul transmiterii de putere, respectiv procesul tehnologic nu este perturbat**;
- 3) având în vedere importanța observației anterioare s-a calculat expresia $2 \sin \beta_j \cdot \frac{1}{e^{\mu \beta_j} - 1}$ din relația (4.16) pentru valorile $\beta_{jmin} = 1,439^\circ$ și $\beta_{jmax} = 4,0596^\circ$ și de asemenea abaterea Δ , luându-se ca valoare de referință cea obținută pentru β_{jmin} . Rezultatele sunt prezentate în tabelul 4.6.

Tabelul 4.6.

Variația expresiei $2 \sin \beta_j \frac{1}{e^{\mu \beta_j} - 1}$

$\beta_j [^\circ]$	$2 \sin \beta_j \frac{1}{e^{\mu \beta_j} - 1}$	$\Delta [\%]$
1,439	2,83180432	-
4,0596	2,784543943	1,668
5	2,764249382	2,83

După cum se observă, în intervalul $\beta_j \in [1,439; 4,0596]^\circ$, variația expresiei $2 \sin \beta_j \frac{1}{e^{\mu \beta_j} - 1}$ și deci a forțelor $F_{Noj,p}$ și $F_{Noj,f}$ este foarte mică.

Aceasta înseamnă că și alungirea curelei datorită variației lui β_j în intervalul amintit este neînsemnată;

- 4) având în vedere cele de mai sus, se poate afirma, pe baza relației (4.19) că forța de apăsare depinde numai de forța tangențială care trebuie transmisă de către un consumator tangențial și de coeficientul de frecare, și anume, variind invers proporțional cu aceasta. Deci, creșterea coeficientului de frecare determină atât posibilitatea transmiterii unor forțe tangențiale sporite cât și necesitatea unor forțe de apăsare scăzute.
- 5) Întrucât majoritatea firmelor producătoare de curele tangențiale indică pentru coeficientul de frecare valoarea 0,7, prin înlocuire în relația (4.19) rezultă expresia:

$$F_{Noj,p} \cong \frac{2,8F_t}{n} \quad (4.22)$$

- 6) dacă în relațiile (4.19) și (4.19a) se introduce un coeficient de siguranță împotriva patinării k_r , acestea iau forma cunoscută de la transmisiile cu roți de fricțiune, și anume:

$$\mu F_{Noj,p} = 2 \frac{F_t}{n} \cdot k_r \quad (4.23a)$$

$$\mu F_{Noj,f} = \frac{F_t}{n} \cdot k_r \quad (4.23b)$$

- 7) din consultarea cataloagelor firmelor producătoare de curele tangențiale VIS și Habasit, rezultă următoarele:

- ◆ forța de apăsare $F_{Noj,f}$ a fusului, necesară preluării încărcării de la curea, se realizează cu ajutorul rolei presoare;
- ◆ firma Habasit indică valoarea necesară pentru $F_{Noj,f}$ cu ajutorul unor diagrame în funcție de:
 - $P = n \cdot P_1$ [kW] puterea totală de transmis de către cei n consumatori tangențiali;
 - v [m/s] viteza curelei;
 - n [-] numărul consumatorilor tangențiali.

Urmărind diagrama din fig.1 Anexa 2, rezultă că între P și $F_{Noj,f}$ există o relație de forma:

$$F_{Noj,t} = 2,5 \cdot \frac{P}{v \cdot n} = 2,5 \frac{F_t}{n} \quad (4.24)$$

Dacă se corelează relația (4.24) cu relația (4.23b), rezultă:

$$F_{Noj,f} = \frac{F_t}{n \cdot \mu} \cdot k_r = 2,5 \frac{F_t}{n} \quad (4.25)$$

și

$$\frac{k_r}{\mu} = 2,5 \quad (4.26)$$

Înlocuind valoarea lui μ indicată de firmă, și anume, $\mu = 0,7$ rezultă $k_r = 0,7 \cdot 2,5 = 1,75$.

◆ firma VIS recomandă relația:

$$F_{Noj,f} = \frac{2,2 \cdot F_t}{n} \quad (4.27)$$

în care F_t este forța tangențială pe care o transmite cureaua tangențială.

Pe baza observațiilor anterioare, rezultă:

$$\frac{k_r}{\mu} = 2,2 \quad (4.26a)$$

și deci $k_r = 2,2 \cdot 0,7 = 1,54$

- ◆ relațiile propuse de firmele producătoare de curele tangențiale pentru forța de apăsare exercitată asupra fusului nu conțin explicit coeficientul de frecare.
- ◆ mersul de calcul indicat de aceste firme pentru transmisia tangențială urmează etapele:
 - a) calculul obișnuit pentru o transmisie prin curea lată, cu a și $L_p = \text{var.}$, (transmisia primară);
 - b) calculul forței de apăsare necesare pentru consumatorii tangențiali pe baza relației (4.25) sau (4.27) asemănătoare transmisiei cu roți de fricțiune;
 - c) determinarea forței de apăsare pentru rola presoare cu relația:

$$F_{Noj,p} = 2F_{Noj,f} \quad (4.19b)$$

Concluzii

Reglarea intensității optime a contactului forțat rămâne pentru moment o problemă deschisă.

Conform teoriei generale a transmisiei prin curea, puterea transmisă depinde direct de valoarea unghiului de înfășurare. Prin urmare, T.T. sau cu unghi de înfășurare redus reprezintă soluția optimă de transmitere simultană a unor puteri mici, cum este cazul unităților de prelucrare a firelor. Valoarea mică a unghiului de înfășurare trebuie

compensată de creșterea coeficientului de frecare și a vitezei curelei ($P = F \cdot v$), ceea ce este posibil prin folosirea curelelor performante multistrat. Având în vedere faptul că diametrele fusurilor sunt limitate și vitezele de prelucrare a firelor sunt mari, rezultă că această transmisie este adecvată mașinilor textile.

Relațiile (4.22), (4.25) și (4.27), în care nu apare unghiul de înfășurare β_j , (valoarea sa fiind foarte mică) arată că fusurile / consumatorii tangențiali funcționează la limita dintre transmisiile cu element flexibil și cele cu roți de fricțiune.

Având în vedere faptul că este vorba de o transmisie prin element flexibil și că $\beta_j > 0$, transmiterea puterii se face conform legilor cunoscute pentru acest tip de transmisie chiar dacă, pentru simplitate, relațiile și modul de calcul al forței de apăsare propus de firmele producătoare de curele tangențiale sugerează o funcționare conform roților de fricțiune. Valorile mici ale unghiurilor β_j conduc la apropierea foarte mare a relațiilor de calcul pentru cele două tipuri de transmisii.

4.3. Geometria T.T.

4.3.1. Considerații preliminare.

Conform figurii 2.1.a...h, T.T. este definită de următoarele mărimi:

- ◆ $d_1 = d_A$ = diametrul roții motoare;
- ◆ d_f = diametrul fusului;
- ◆ d_p = diametrul rolei presoare;
- ◆ $n_p = \frac{n}{2}$ = numărul roților presoare (de apăsare);
- ◆ d_c = diametrul roților de conducere;
- ◆ d_u = diametrul roților de abatere;
- ◆ p_f = pasul fusurilor;
- ◆ a = distanța dintre axele roții motoare și a rolei / roților de abatere.

Funcționarea și geometria T.T. depinde în primul rând de diametrele fusurilor d_f și ale roții motoare, $d_1 = d_A$, motiv pentru care ele se acceptă în primă instanță și se corelează cinematic conform § 4.1. Celelalte mărimi vor fi corelate geometric cu d_f și d_A .

Contactul forțat dintre curea și fus este asigurat de **rolele presoare (de apăsare)** d_p al cărui diametru se alege în funcție de diametrul fusurilor conform relației (4.28):

$$d_p \in (1,25 \dots 1,5)d_f \quad (4.28)$$

iar numărul lor, în majoritatea soluțiilor constructive:

$$n_c = \frac{n}{2} \quad (4.29)$$

Pentru **rolele de conducere / directoare**, prezente în transmisiile asimetrice sau în cele simetrice cu $\beta < 180^\circ$ diametrul se alege în raport cu diametrul roții motoare (4.30):

$$d_c = (0,35 \dots 0,7)d_A \quad (4.30)$$

Rolele de conducere pot fi așezate în interiorul sau în exteriorul conturului transmisiei.

Diametrul **rolelor de abatere** se stabilește în funcție de soluția constructivă a transmisiei. Astfel, pentru soluțiile cu $\beta \neq \pi$ există o singură rolă de abatere, al cărei diametru se alege egal cu diametrul roții motoare, d_A .

Pentru soluțiile cu $\beta = \pi$ se aleg în general două role de abatere (fig.2.1.a) al căror diametru d_u ia valori în intervalul :

$$d_u = (1,4 \dots 2)d_c \quad (4.31)$$

Pasul **fuselor** trebuie să împiedice contactul dintre fusuri și bobine, care sunt situate la etajul mașinii. El se alege în funcție de diametrul fusului în intervalul:

$$p_f \in [2,5 \dots 3 \dots 5 \dots 6]d_f \quad (4.32)$$

Distanța dintre axe "a" se determină în funcție de numărul fusurilor precum și de spațiul care trebuie asigurat între primul respectiv ultimul fus de pe ramură și mecanismul din capetele mașinii (l_c) respectiv l_u (fig. 4.12.c)

$$a = (n' - 1)p_f + l_c + l_u \quad (4.33)$$

4.3.2. Geometria de detaliu.

Geometria de detaliu se referă la stabilirea distanței dintre axe "a" și a unghiului de înfășurare pe roata motoare "β" pentru principalele tipuri de T.T. (vezi fig. 4.12.a...f).

a). Soluția constructivă prezentată în fig. 4.12.a este cea mai simplă.

Unghiul de înfășurare a curelei pe roata motoare:

$$\beta_1 = 180^\circ$$

Distanța dintre axe "a":

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{2}(d_1 + d_u) + d_f + \frac{1}{2}(n-2)p_f = \\ &= d_1 + d_f + \frac{1}{2}(n-2)p_f \quad [\text{mm}] \end{aligned} \quad (4.34)$$

b). Soluția constructivă din fig. 4.12.b derivă din cea prezentată anterior, având însă două role de deviere.

Unghiul de înfășurare a curelei pe roata motoare:

$$\beta_1 = 180^\circ$$

Distanța între axe:

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_f) + \frac{1}{2}(n-2)p_f + l_u + \frac{1}{2}d_u \quad [\text{mm}]$$

Lățimea transmisiei "b":

$$b = d_1$$

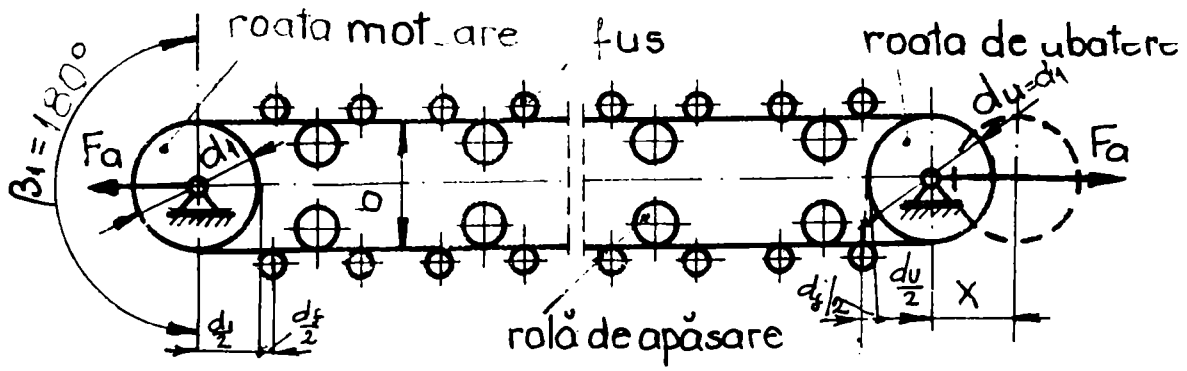
c). Transmisia simetrică, având diametrul roții motoare mai mic decât lățimea transmisiei, care, la rândul ei, este egală cu lățimea mașinii (fig.4.12.c).

Unghiul de înfășurare a curelei pe roata motoare, $\beta_1 < 180^\circ$:

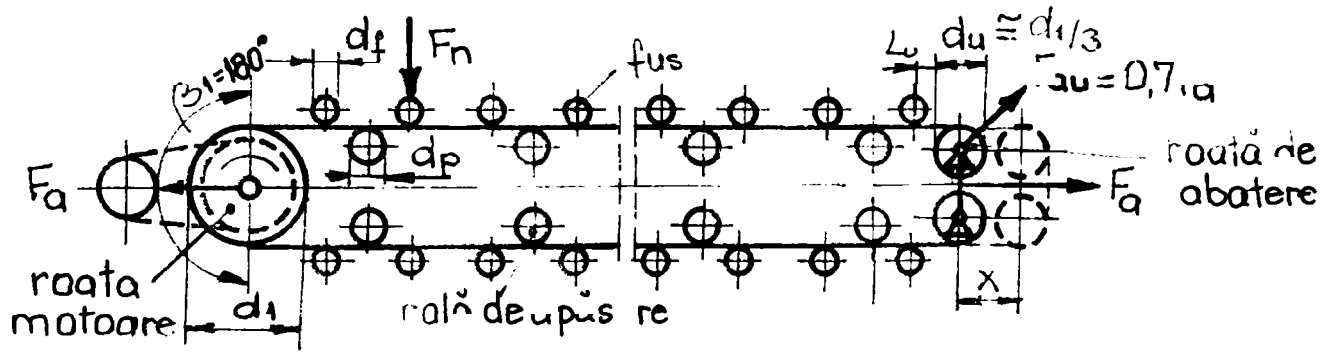
$$\beta_1 = 360^\circ - 2 \left(\arctg \frac{g_c}{l_c} + \arccos \frac{d_1 - d_c}{2\sqrt{g_c^2 + l_c^2}} \right) \quad [^\circ] \quad (4.35)$$

Distanța dintre axe "a", ținând cont că $l_c = l_u$ este:

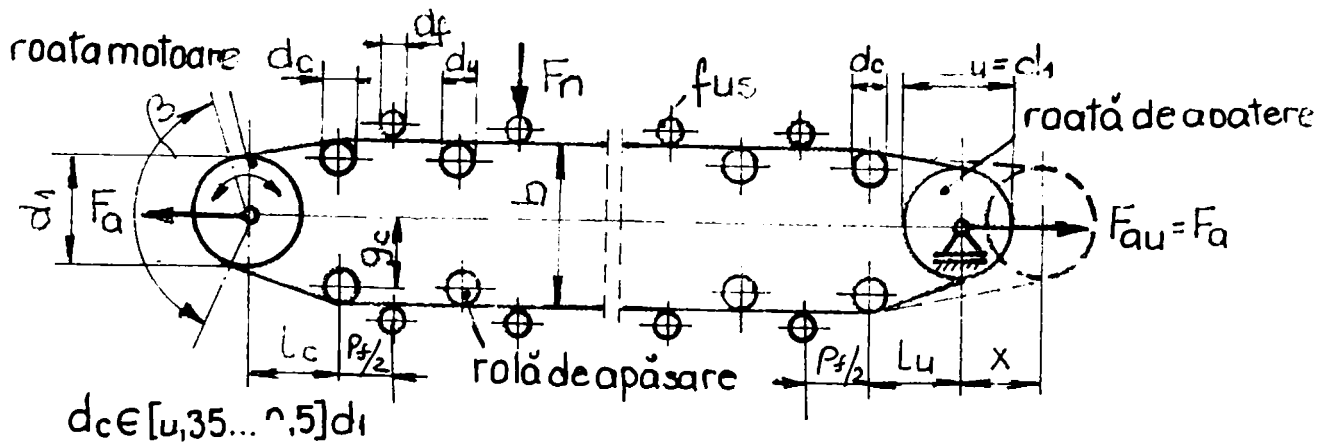
$$a = l_c + \frac{n}{2}p_f + l_u = 2l_c + \frac{n}{2}p_f \quad (4.36)$$



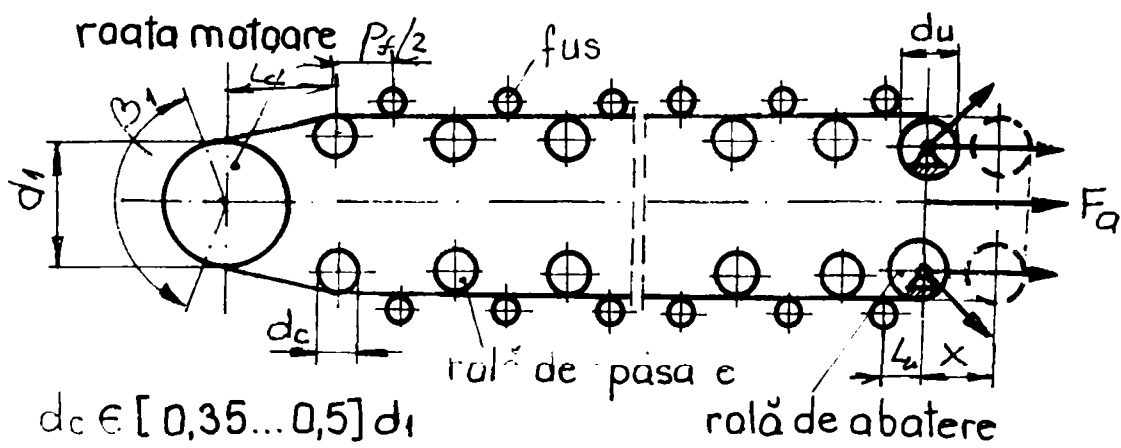
a).



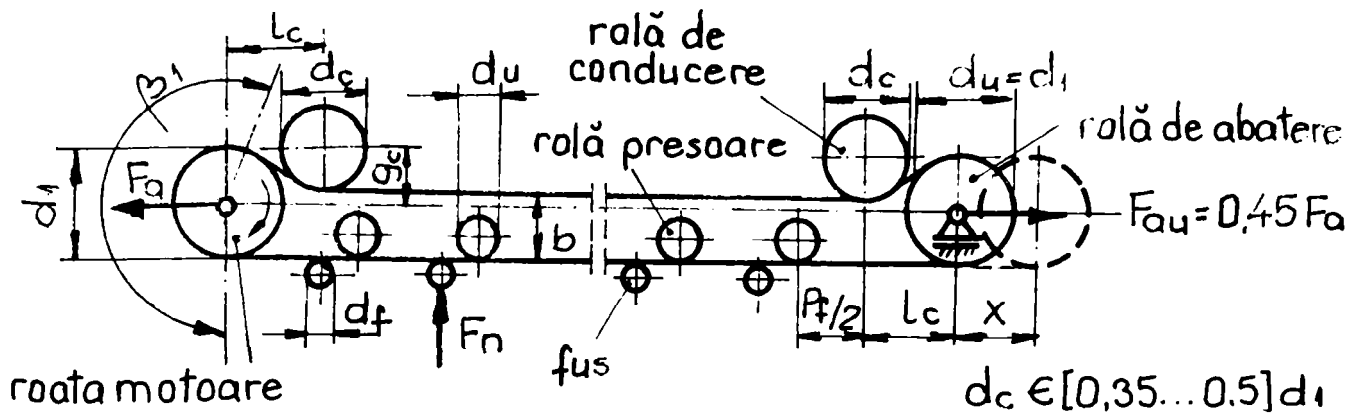
b).



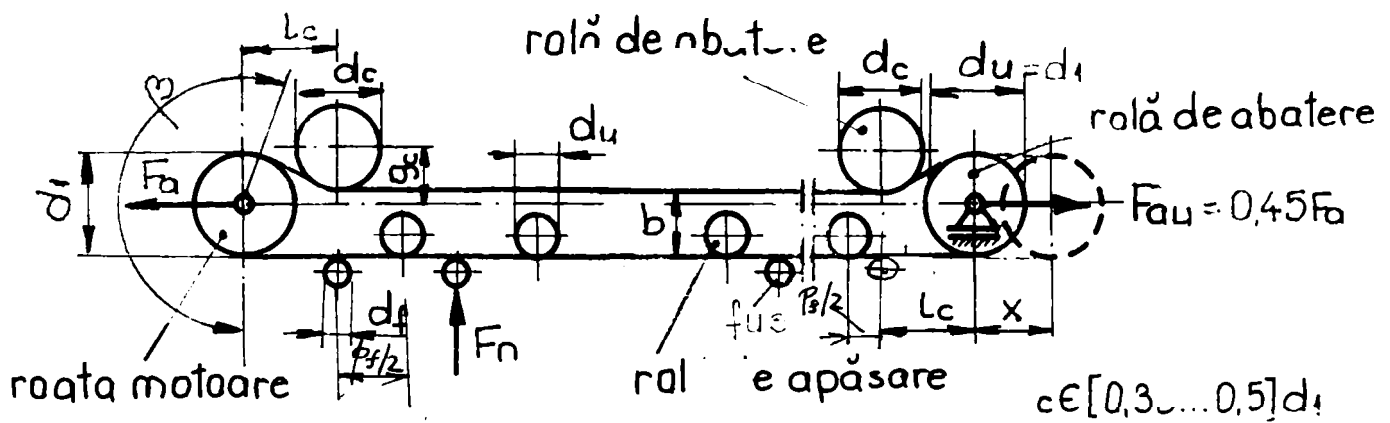
c).



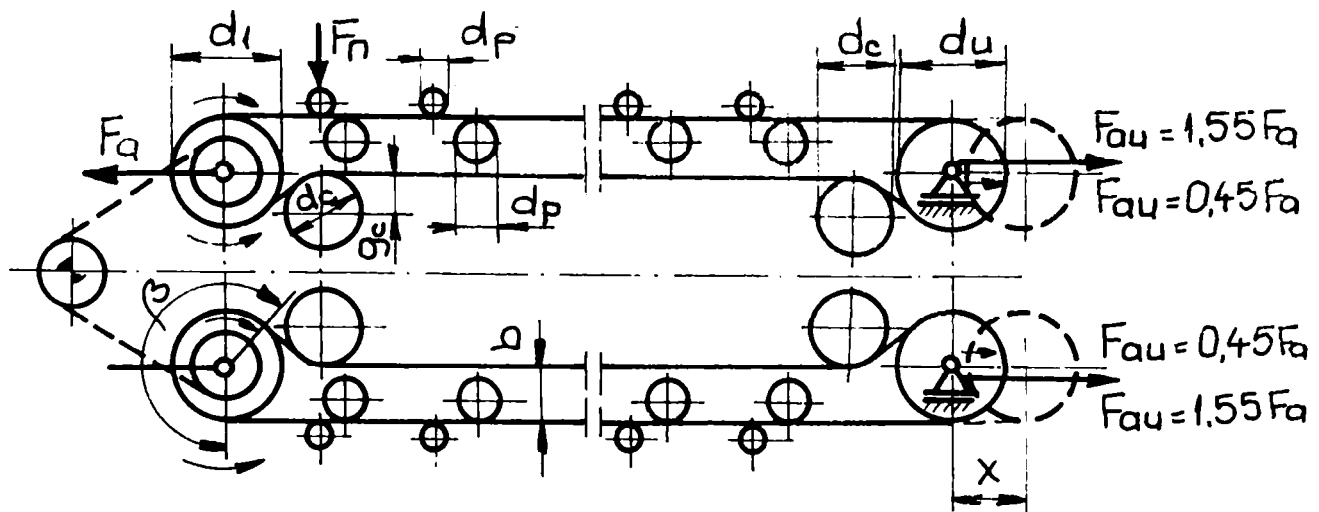
d).



e1).



e2).



f).

Figura 4.12.

d). Transmisia simetrică, derivată din soluțiile "4.12.b" și "4.12.c" se obțin cu ajutorul unei roți motoare cu diametrul d_1 și a două role de abatere cu diametrul $d_u \cong \frac{d_1}{3}$.

Unghiul de înfășurare a curelei pe roata motoare, β_1 , se calculează cu relația (4.35).

Distanța dintre axe "a" se determină cu relația:

$$a = l_c + \frac{1}{2}(n-1)p_f + l_u \quad (4.37)$$

e). Transmisia asimetrică, fig.4.12.e1 și 4.12.e2. Rolele pot fi dispuse pe o singură ramură (trăgătoare sau trasă).

Unghiul de înfășurare a curelei pe roata motoare:

$$\beta_1 = 270 - \arctg \frac{g_c}{l_c} - \arccos \frac{d_1 + d_c}{2\sqrt{g_c^2 + l_c^2}} \quad [^\circ] \quad (4.38)$$

Distanța dintre axe:

- e_1 - pentru cazul în care se utilizează câte o rolă de apăsare pentru fiecare fus, fig.4.13, 4.12.e1 și 4.12.f; $d_p \cong 2d_f$; $t_1 \cong d_p$; $t \cong 3t_1$.

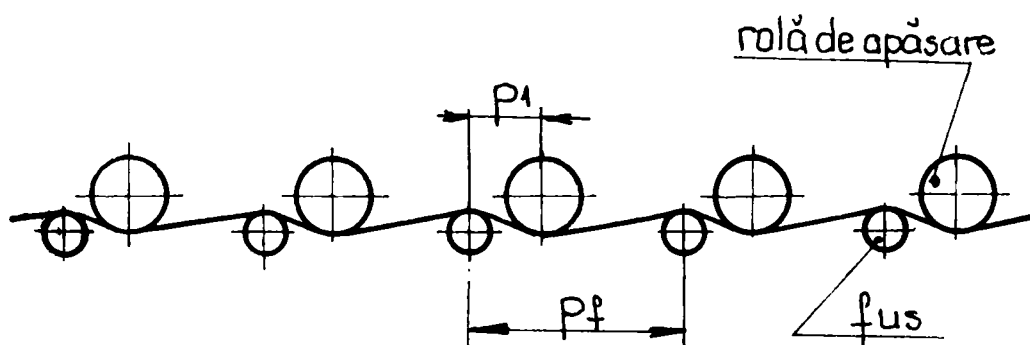


Figura 4.13.

$$a = 2l_c + p_f(n-0,5) \quad (4.39)$$

- e_2 - pentru cazul în care se utilizează o rolă de apăsare pentru doi consumatori:

$$a = 2l_c + (n-1)p_f \quad (4.40)$$

Lățimea transmisiei, pentru ambele variante, se determină cu relația (4.40):

$$b = \frac{1}{2}(d_1 - d_c) + g_c \quad (4.41)$$

Lungimea reală a conturului înfășurat poate fi determinată pe cale grafică sau analitică.

Determinarea pe cale grafică este însoțită de erori de reprezentare și măsurare. Astfel, pentru cureaua Habasit cu $h = 3\text{mm}$, fig. Anexa 2, rezultă pentru lungimea curelei (între doi consumatori tangențiali) valoarea 202 mm.

Pentru determinarea analitică, se pornește de la fig.4.14.

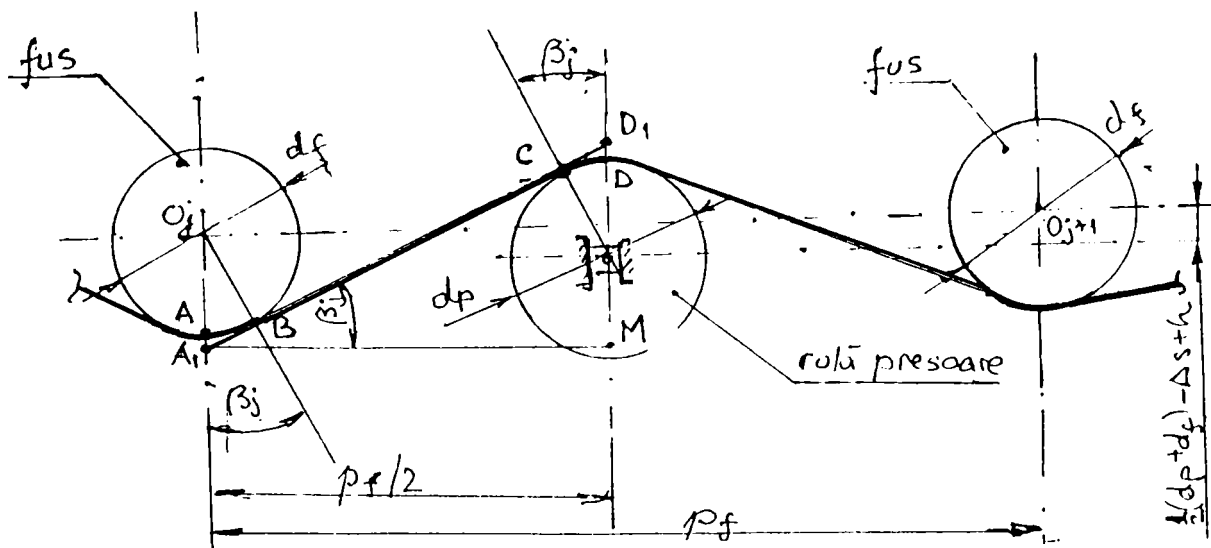


Figura 4.14.

$$\text{Din } \triangle A_1 D_1 M \Rightarrow \cos \beta_j = \frac{p_f}{2A_1 D_1}; A_1 D_1 = \frac{p_f}{2 \cos \beta_j}$$

$$\beta_j \frac{d_f}{2} = \overline{AB}$$

$$\beta_j \frac{d_p}{2} = \overline{CD}$$

$$(4.42)$$

$$\text{tg} \beta_j = \frac{2\overline{A_1 B}}{d_f} = \frac{2\overline{CD_1}}{d_p} \Rightarrow \begin{cases} \overline{A_1 B} = \frac{d_f}{2} \text{tg} \beta_j \\ \overline{CD_1} = \frac{d_p}{2} \text{tg} \beta_j \end{cases}$$

Adevărata lungime a curelei între axa fusului și cea a rolei presoare este \overline{AD} :

$$\begin{aligned} \overline{AD} &= \widehat{AB} + \overline{BC} + \widehat{CD} = \overline{A_1D_1} - 2 \frac{1}{2} \operatorname{tg} \beta_j (d_p + d_f) + 2 \frac{1}{2} \beta_j (d_p + d_f) = \\ &= \frac{P_f}{2 \cos \beta_j} - \operatorname{tg} \beta_j (d_p + d_f) + \beta_j (d_p + d_f) \end{aligned} \quad (4.43)$$

Pentru $\beta = 4,0586^\circ$ rezultă $\overline{AD} = 100,243108$ mm, mai mic decât prin măsurare. Pentru două sute de consumatori tangențiali lungimea curelei crește cu $0,2431019 \times 2 \times 199 = 96,757$ [mm].

4.4.Principii de dimensionare și verificare a rezistenței curelei.

Scopul calculului este determinarea secțiunii de curea capabile să asigure condiția de tracțiune:

$$P = 10^{-3} \cdot F_t \cdot v = 10^{-3} \cdot \sigma_{ua} \cdot A_c \cdot v \quad (4.44)$$

În această etapă de calcul, parametrii geometrici și cinematici ai transmisiei sunt integral cunoscuți.

4.4.1. Cinetostatica transmisiei

Considerând în continuare T.T. ca fiind un sistem alcătuit din două transmisii succesive, cea primară și cea tangențială propriu – zisă, se desprind următoarele observații în ceea ce privește cinetostatica acestora:

a. Eforturile din ramurile transmisiei primare se determină prin rezolvarea sistemului banal de ecuații:

$$\begin{cases} F_2^* / F_1^* = \exp(\mu \beta_{Aal}) \\ F_2^* - F_1^* = F_t = k_A \frac{P_m}{v} \\ F_2^* + F_1^* = 2F_0^* \end{cases} \quad (4.45)$$

unde β_{Aal} este unghiul de alunecare pe roata motoare a transmisiei primare.

b. Eforturile din transmisia tangențială propriu – zisă se determină în funcție de forța F_{Noj}^* cu care este apăsată rola presoare. Aceasta creează pe zona de contact rolă sau fus / curea, presiunea p_0^* (fig.4.15).

$$F_{Noj}^* = 2p_0^* \cdot \hat{\beta}_j \cdot \frac{d_p}{2} \cdot b = 2F_0^* \sin \beta_j \quad (4.46)$$

unde:

F_{Noj}^* este forța de apăsare a rolei presoare;

p_0^* este presiunea ce se creează pe zona de contact;

β_j este semiunghiul de înfășurare a curelei pe rola presoare;

d_p este diametrul rolei presoare;

b este lățimea curelei;

F_0^* este tensiunea inițială din ramura transmisiei primare.

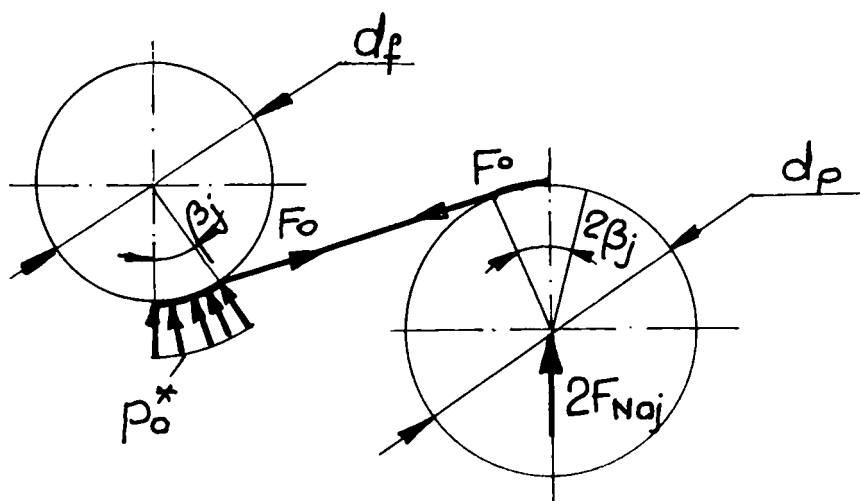


Figura 4.15.

Această relație exprimă, pe lângă eforturile din T.T. propriu – zisă și legătura dintre aceasta și transmisia primară.

Întrucât pentru unghiuri $\beta < 5^\circ$, $\sin \beta \cong \beta$, prin simplificări, relația (4.46) devine:

$$p_0^* \cdot \frac{d_p}{2} \cdot b = F_0^* \quad (4.46.a)$$

Dacă se exprimă F_{Noj}^* în funcție de tensiunea inițială $\sigma_0 = \frac{F_0}{A_c}$ atunci se poate scrie relația:

$$\frac{p_0^*}{\sigma_0} = \frac{2h}{d_p} \quad \text{sau} \quad (4.47)$$

$$p_0^* = 2\sigma_0 \frac{h}{d_p} \quad (4.47.a)$$

* Calcul clasic cunoscut sub denumirea de "Metoda tensiunii utile admise".

4.4.2. Dimensionarea efectivă a transmisiei.

Lățimea necesară a curelei rezultă pe baza relației de definiție a capacității unitare de transmitere * :

$$b_{nec} \geq F_t / (F_{tb} \cdot k_\beta) \in \{b\}_{tipizat} \quad (4.48)$$

unde k_β reprezintă coeficientul unghiului de înfășurare (pentru $i=1$, $k_\beta=1$), iar:

$$F_t = k_A \frac{P \cdot 10^3}{v [mm/s]} [N] \quad (4.49)$$

Întrucât în cazul curelelor late, secțiunea este:

$$A_c = b \cdot h = b \cdot \left(\frac{b}{d_{min}} \right)_a \cdot d_1, \quad (4.50)$$

lățimea curelei se determină cu relația:

$$b = 10^3 \frac{P}{\left(\frac{b}{d_{min}} \right)_a \cdot d_1 \cdot \sigma_{ua} \cdot v} [mm] \quad (4.51)$$

Valorile admise pentru gradul de încovoiere în cazul curelelor tangențiale sunt cuprinse în intervalul $\left(\frac{h}{d_{min}} \right)_a \in \left[\frac{1}{16} \dots \frac{1}{54} \right]$ după firma

Siegling și $\left(\frac{h}{d_{min}} \right)_a \in \left[\frac{1}{21} \dots \frac{1}{45} \right]$ după firma VIS.

Relația (4.51) poate fi scrisă sub forma:

$$b = \frac{P}{k \cdot P_b} \quad (4.52)$$

în care:

$P_b = d_1 \cdot \sigma_{ua} \cdot v$ reprezintă puterea pe unitatea de lățime a curelei;

k reprezintă un coeficient global de corecție care conține condițiile de echivalență între situația concretă de proiectare și condițiile standard în care s-a determinat coeficientul de tracțiune optim.

Se observă că relația (4.50) se poate scrie sub forma:

$$b = \frac{F_t}{k \cdot F_{tb}} \quad (4.52.a)$$

în care F_{tb} reprezintă forța tangențială transmisă de unitatea de lățime a curelei.

În fig. 1 din Anexa 1 se prezintă variația lui F_{tb} în funcție de viteză și de profilul de curea.

Lățimea curelei poate fi calculată și cu relația 4.53, propusă de firma VIS, relație care reprezintă tabelarea fig. 1 Anexa 2.

Factorii de corecție ce intervin sunt definiți în tab.3, 4, 5, 7 Anexa 1 și se referă la pierderile datorate încovoierii și forței centrifuge.

$$b_{nec} = \frac{F_t \cdot C_T}{C_R(C_i - C_m)} \quad [\text{mm}] \quad (4.53)$$

4.4.3. Verificarea rezistenței curelei.

În ipoteza distribuției uniforme a tensiunilor pe secțiune, în punctul de angajare a curelei pe roata motoare, tensiunea maximă va fi:

$$\sigma_1 = \sigma_1^* + \sigma_m = F_{t1}^* / A_c + \rho \cdot v^2 \quad [\text{Pa}] \quad (4.54)$$

Coeficientul de siguranță în raport cu limita de rupere R_m a materialului curelei are valoarea:

$$S_m = R_m / (\sigma_1 + \sigma_{i1}) \cup \{S\}_a \in [5; 10] \quad (4.55)$$

unde: $\sigma_{i1} = E_i \cdot h/d$ reprezintă tensiunea de încovoiere datorată înfășurării curelei pe roata motoare.

Valoarea rezistenței admisibile la întindere determinată pe baza coeficientului de siguranță definit mai sus nu introduce cantitativ durabilitatea la oboseală și uzură a curelei.

Datorită absenței unor date experimentale de încredere, verificarea la oboseală și uzură abrazivă a curelei este momentan imposibilă.

Interacțiunile dintre rolele $d_{f,p}$ și curea, care reduc succesiv efortul F_1^* din ramură după o progresie aritmetică, nu s-a luat în considerare.

4.4.4. Algoritm de calcul propus.

4.4.4.1. Generalități.

Principial, succesiunea logică a etapelor de calcul ar putea fi soluționată în două moduri, relativ distincte:

a). dimensionarea individuală prin separarea convențională a celor două transmisii urmărindu-se ca, prin reciclări succesive, să se asigure compatibilitatea funcțională și constructivă.

Alternativa aceasta, aparent simplă, dar greu adaptabilă calculului automatizat necesită un volum mare de încercări fără a garanta obținerea unei soluții satisfăcătoare;

b). abordarea frontală a dimensionării ansamblului, verificându-se pas cu pas satisfacerea restricțiilor datorate corelărilor impuse prin reunirea celor două transmisii.

A doua alternativă implică restructurarea metodei clasice de calcul și a bazei de date specializându-le în privința succesiunii parametrilor ce trebuie corelați / intercondiționați.

4.4.4.2. Date inițiale.

Lansarea calculelor de dimensionare necesită cunoașterea amănunțită a:

a). procesului tehnologic determinat de natura materiei prime și destinația firului, care condiționează limitele și variațiile admise ale vitezei unghiulare a rotelor tangențiale, consumul energetic individual, frecvența zilnică și nivelul de sincronizare la demaraj;

b). soluțiile posibile pentru T.T. privitoare la dispunerea în plan a celor n elemente componente funcție de arhitectura ansamblului mașinii;

c). limitele raționale ale gradului de universalitate al echipamentului proiectat.

Majoritatea acestor informații trebuie comparate și completate cu prescripțiile firmelor consacrate producătoare de curele late compozite și de mașini textile.

4.4.4.3. Preliminarea parametrilor determinanți ai transmisiei.

a). Evaluarea puterii transmise și alegerea motorului de acționare.

Din datele inițiale / de proces se determină puterea absorbită de un consumator tangențial:

$$P_{tr} = 10^{-3} \cdot T_r \cdot \omega_f \quad [\text{kW}] \quad (4.56)$$

unde:

T_r [Nm] este momentul rezistent ce trebuie învins de o rolă tangențială în procesul de prelucrare (filare, răsucire, etc.);

ω_f , viteza unghiulară a rolei tangențiale.

Deci pentru antrenarea transmisiilor primară și tangențială va fi necesar un motor cu puterea:

$$P_m \geq k_A \cdot n \cdot P_{tr} / \eta \in \{P_m\}_{\text{tip}} \quad [\text{kW}] \quad (4.57)$$

prin $n \in 2N$ notându-se numărul total al consumatorilor tangențiali;
 $\eta = \eta_{TB} \cdot \eta_{TT} \cong 0,9 \dots 0,92$ reprezintă randamentul preliminar al ansamblului;
 $k_A \geq 1,0$ fiind coeficientul de regim specific comportamentului dinamic al lanțului: mașină de lucru - transmisie – mașină motoare. $k_A \cong c_2$

b). Profilul de curea.

Conform recomandărilor producătorilor de curele late compozite se selectează în prima aproximație profilul adecvat de curea de grosime h [mm] din familia de curbe $h = h(k_A \cdot P_m; \omega_m)$ și corespunzător acestuia:

- gradul de curbare minim admis $(d_{\min} / h) \geq (d/h)_a$;
- forța tangențială admisă pe unitatea de lățime a curelei (capacitatea unitară de transmitere)

$$F_{tb} \cong \left(10^3 \frac{P_m}{v \cdot b} \right)_a \quad [N/mm] \quad (4.58)$$

definită pentru o transmisie de referință cu $i = 1$ ($\beta_1 = 180^\circ$ și $k_\beta = 1,0$) ce funcționează în regim stabilizat ($k_A = 1,0$), în cazul în care lățimea curelei b este dată.

4.4.4.4. Calculul geometric al transmisiei.

a. Pentru transmisia primară, diametrul roții motoare se preliminează folosindu-se una dintre relațiile cvasiempirice:

$$\begin{aligned} d_1 &\gg c_d (k_A \cdot P_m / \omega_m)^{1/3} [mm] \in \{d_1\}_{STAS} \\ d_1 &\gg (d_{\min} / h)_a \cdot h [mm] \in \{d_1\}_{STAS} \end{aligned} \quad (4.59)$$

opțiune care trebuie să satisfacă egalitatea evidentă:

$$\omega_m \cdot d_1 = \omega_f \cdot d_f \quad (4.60)$$

în care: ω_f [rad/s] și d_f [mm] sunt viteza unghiulară, respectiv, diametrul roții (rolei) tangențiale (mărimi impuse de proces și gabarit / constructiv).

Dacă egalitatea 4.59 nu este îndeplinită, se acționează în limitele raționale asupra parametrilor ω_m și d_1 și se schimbă motorul sau se introduce o transmisie intermediară (între motor și transmisia primară).

b. Distanța dintre axele roților $d_{1,2}$ ale transmisiei primare se evaluează din relația:

$$a \cong [n' + (2 \dots 3)] p_f + d_1 \quad (4.61)$$

dacă prin: $n' = n$ sau $n' = 0,5n$ se înțelege numărul roților tangențiale dispuse integral pe o ramură sau divizate pe ambele ramuri libere (de lungime utilă $1 \cong n' \cdot p_f$);

p_f [mm] reprezintă distanța optimă dintre două roți tangențiale succesive (pasul) și este stabilit de constructorul mașinii în funcție de tipul acesteia, firul prelucrat și tehnologia de prelucrare;

c. întrucât rolele presoare au diametrul $d_p \geq d_f$, pasul p_f și distanța dintre axe se ajustează în a doua aproximație stabilindu-se gabaritul efectiv al transmisiei.

d. cu mărimile geometrice astfel stabilite și ținând seama de configurația plană a transmisiei jumelate, se preciază grafic sau analitic lungimea primitivă a curelei (L_p) și unghiul de înfășurare pe roata motoare (β_1).

4.4.4.5. Calculul de rezistență al curelei și tensionarea sa.

a. În cele mai defavorabile condiții forța tangențială utilă (transmisă) are intensitatea:

$$F_t \leq (10^3 k_A P_m) / v \quad [\text{N}] \quad (4.62)$$

unde: $v = 0,5 \cdot d_1 \cdot \omega_1 \cdot 10^{-3}$ [m/s] este viteza medie a curelei.

Conform relației de definiție a capacității unitare de transmitere rezultă lățimea necesară de curea:

$$b_{\text{nec}} \geq F_t / (F_{\text{tb}} \cdot k_\beta) \in \{b\}_{\text{tipizat}} \quad [\text{mm}] \quad (4.63)$$

dacă prin k_β s-a notat coeficientul unghiului de înfășurare (întrucât $i=1$, $k_\beta=1$).

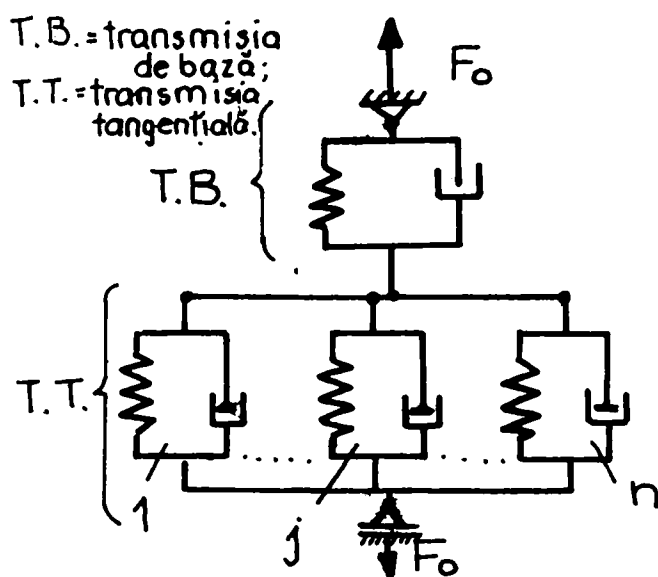
b. În cazul transmisiilor cu element flexibil, procesul transmiterii puterii este determinat de tensionarea inițială F_0 . Pentru explicarea funcționării și tensionării T.T. se propune modelul mecanic prezentat în fig. 4.16. Conform acestuia forța tangențială din transmisiile de bază și tangențiale este aceeași. Întrucât elementul flexibil are aceeași viteză pentru ambele transmisiile, se poate scrie relația:

$$F_t = \frac{P_m}{v} = F_{t(T.B)} = F_{t(T.T)} \quad (4.64)$$

Pentru sistemul T.T. alcătuit din n consumatori identici legați în paralel se poate scrie:

$$F_{t(T.T)} = \sum_{j=1}^n F_{t,j} = n \cdot F_{t,1} \quad (4.65)$$

Sub acest aspect modelul propus este în concordanță cu raționamentele și rezultatele prezentate în [I1] și [P2] și în paragrafele anterioare.



Transmisia primară, cu a, $L_p = \text{var}$, este capabilă să antreneze fără dificultăți cele n roți tangențiale numai dacă în stare de repaus, cureaua este tensionată cu efortul:

$$F_0 = \frac{F_t}{2 \cdot \varphi_{\text{opt}}} \text{ [N]} \quad (4.66)$$

$$F_0 = \frac{F_t}{2 \cdot \varphi_{\text{opt}}} + m_t \cdot v^2 \text{ [N]} \quad (4.67)$$

Figura 4.16

unde:

$\varphi_{\text{opt}} = \frac{e^{\mu\beta_{al}} - 1}{e^{\mu\beta_{al}} + 1}$ reprezintă invariantul Grashof (pentru siguranță unghiul de alunecare $\beta_{al} \cong 0,8\beta_1 \text{ [rad]}$ și $\mu \in \{\mu\}_a$ coeficientul de frecare funcție de natura stratului de frecare al curelei compozite).

$m_t = \rho \cdot A_c \text{ [Kg/m]}$ este densitatea liniară a curelei de densitate $\rho \text{ [kg/m}^3\text{]}$ și secțiunea $A_c = b \cdot h \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]}$.

Tensionarea T.T. propriu-zisă se face prin apăsarea rotelor presoare cu o forță:

$$F_{\text{Noif}} = \frac{k_f \cdot F_t}{n} \quad k_f \in [2,2; 2,8] \quad (4.68)$$

La instalarea transmisiei primare tensionarea inițială se controlează prin intermediul alungirii curelei:

$$(\Delta L_p)_0 = F_0 \cdot L_{p0} / (E_t \cdot A_c)$$

căreia îi corespunde lungirea specifică $\varepsilon_0 = (\Delta L_p \cdot l_0) / L_p$

$$L_p = (1 + \varepsilon_0) \cdot L_{p0}$$

Verificarea rezistenței curelei se va face conform relațiilor propuse în cap.4.

Algoritmul de calcul propus este redat în organigramele din fig. 4.17... 4.22.

*) Calculul clasic cunoscut sub denumirea "Metoda tensiunii utile admise".

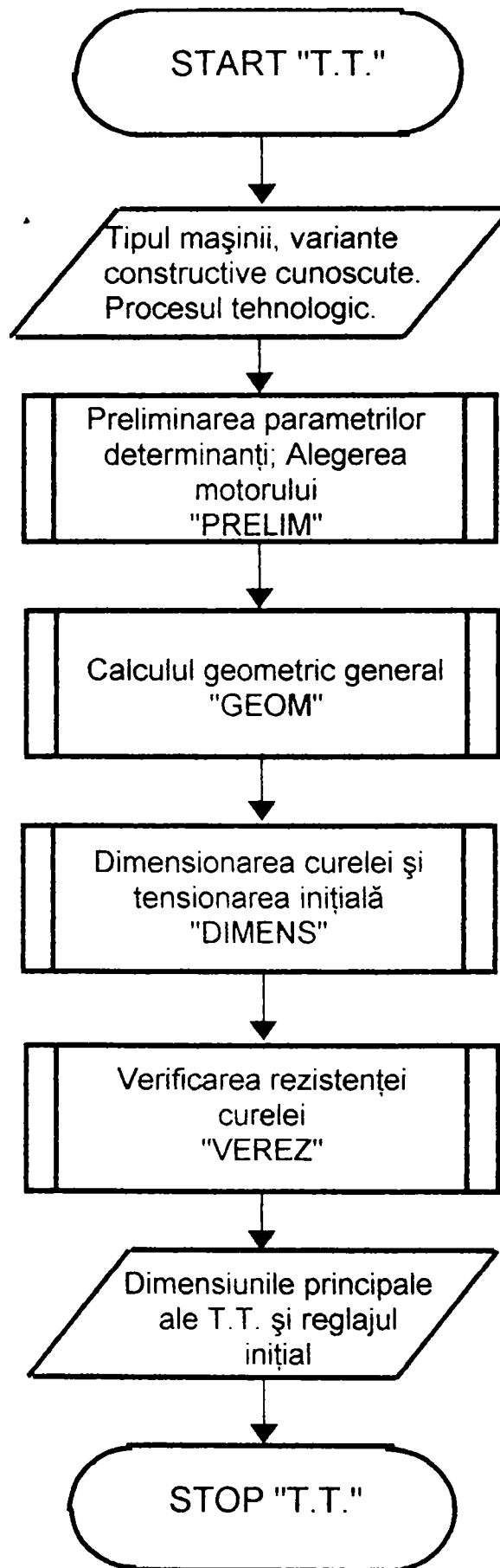


Figura 4.17.

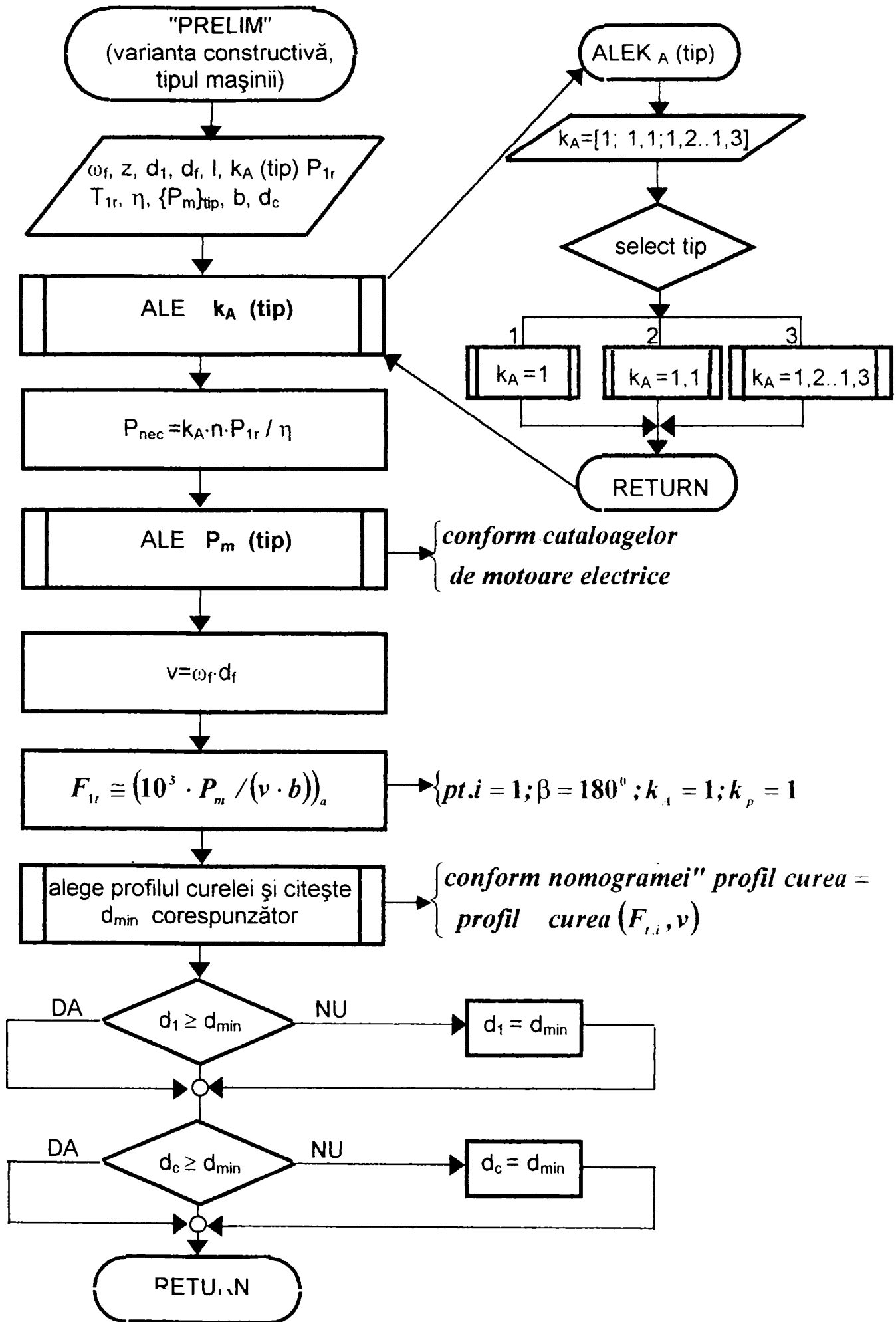


Figura 4.18.

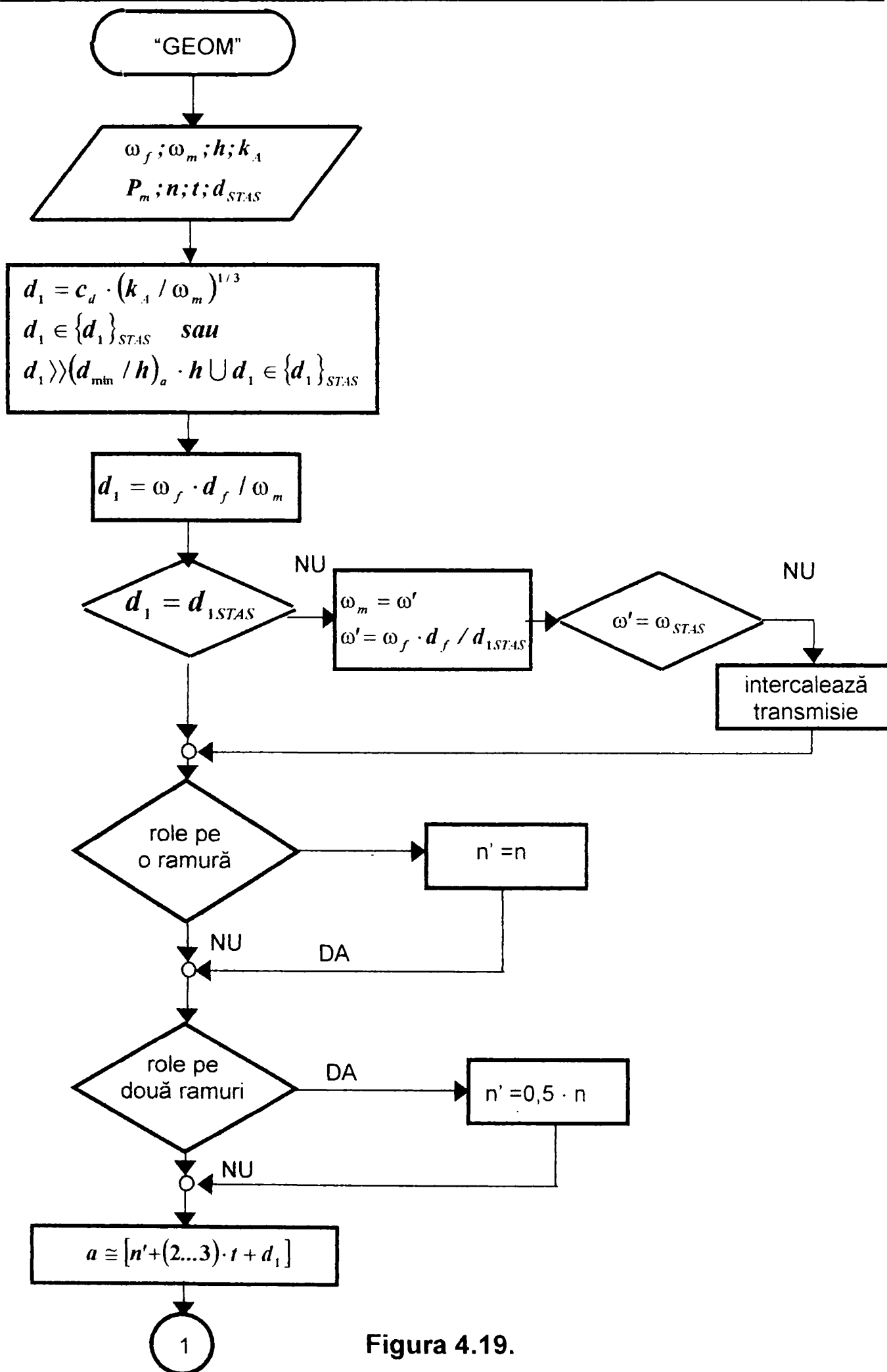


Figura 4.19.

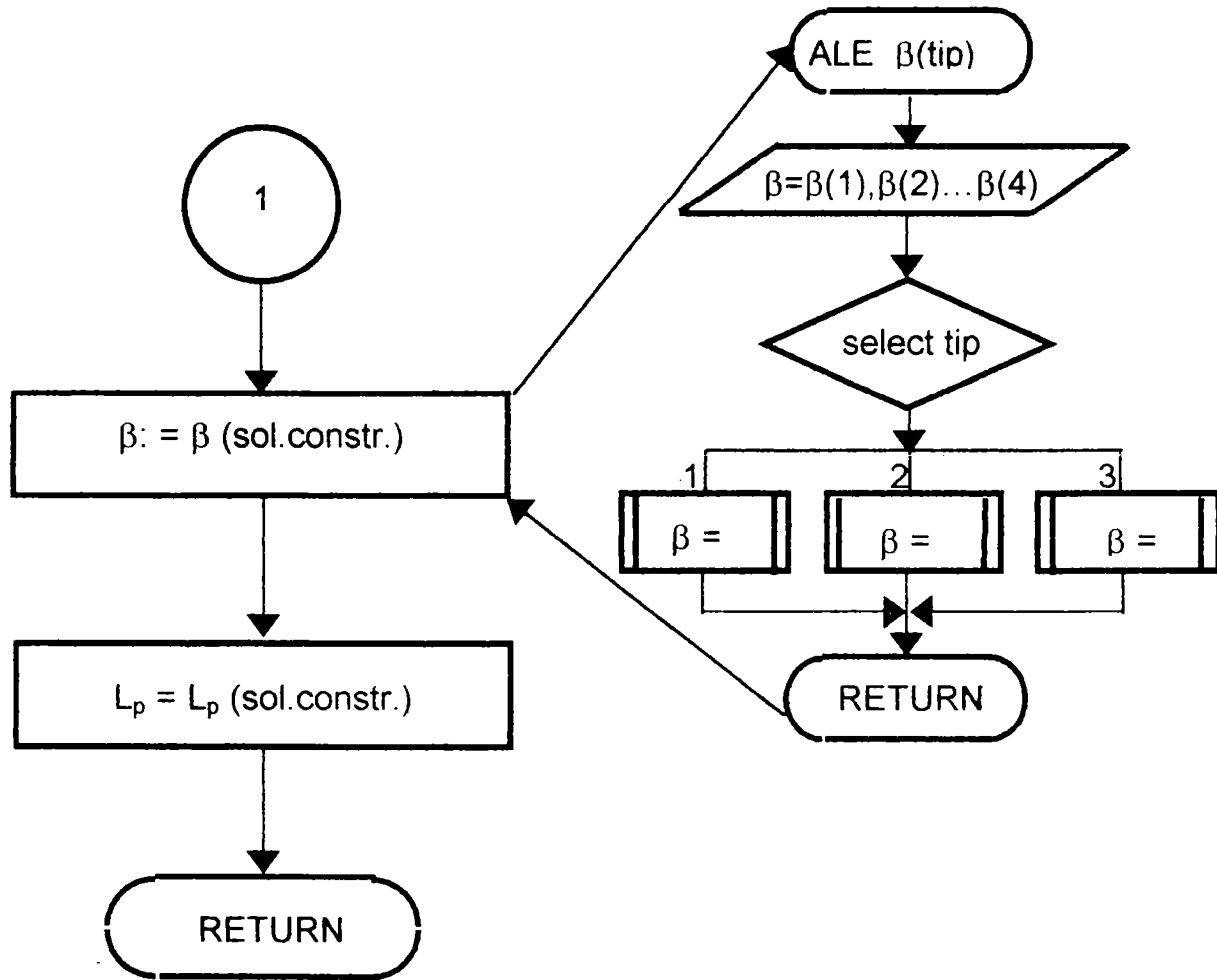


Figura 4.19.

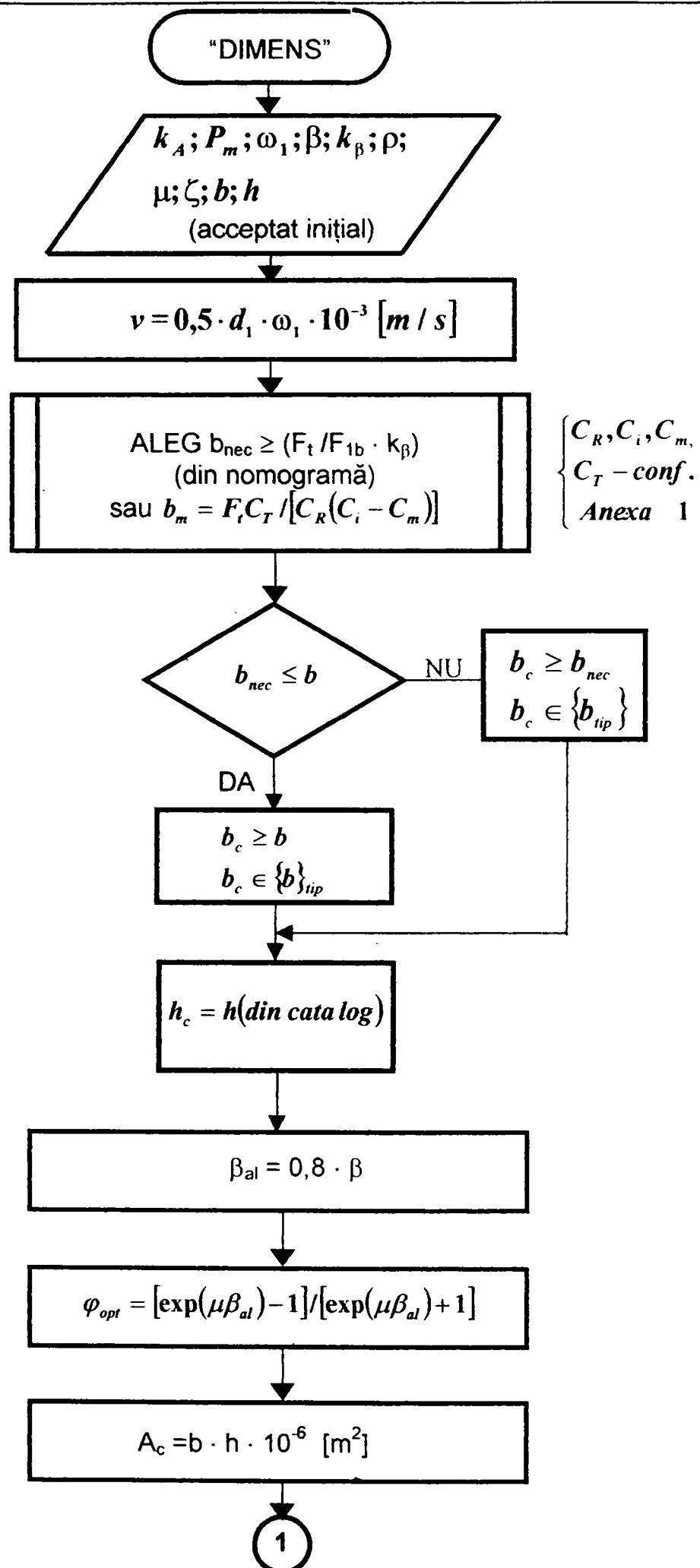


Figura 4.20.

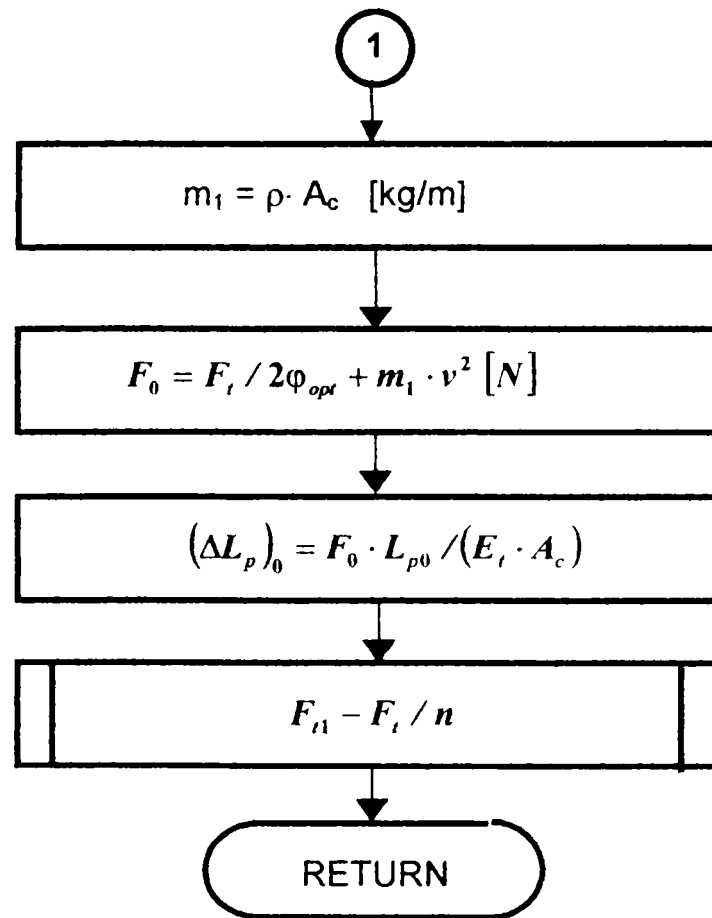


Figura 4.20.

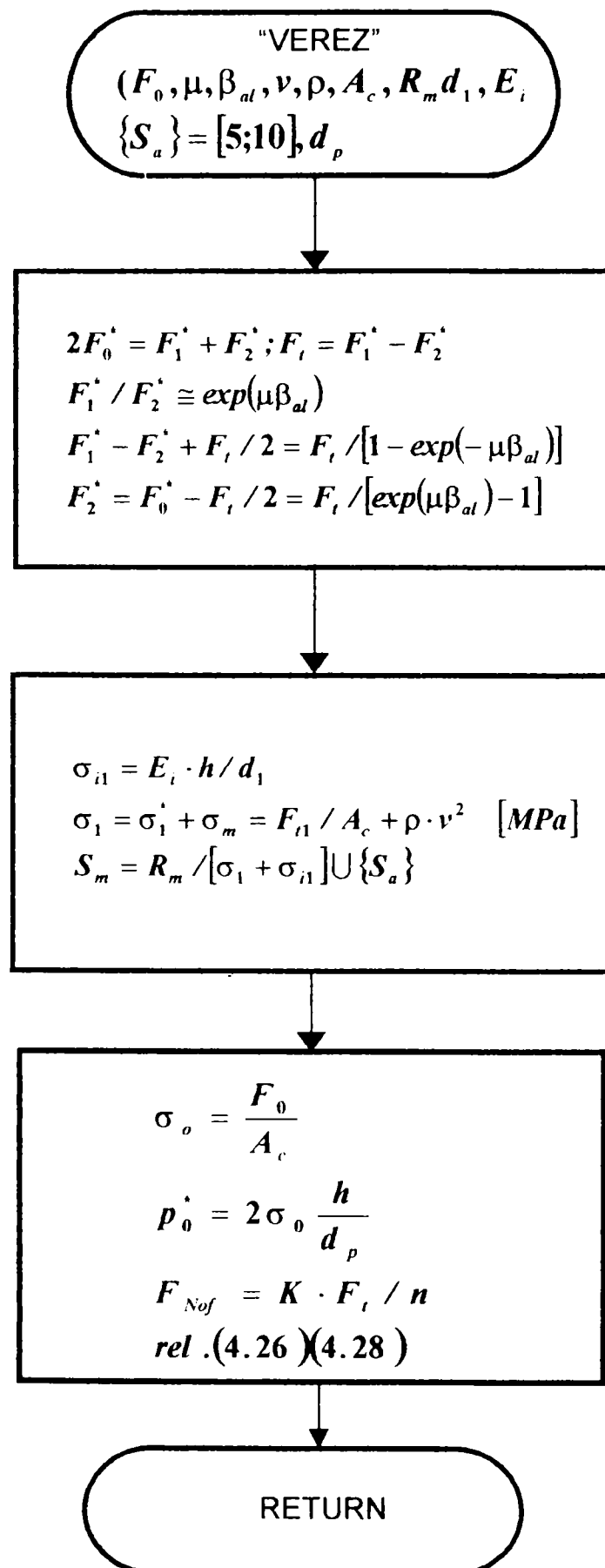


Figura 4.21.

Capitolul 5

CERCETĂRI EXPERIMENTALE

5.1. Introducere.

Elementul principal al T.T. cu element flexibil este cureaua.

Luând în considerare definiția T.T. se pot face următoarele observații:

- ◆ transmisia de bază este o transmisie obișnuită prin curea, cu arbori paraleli și ramuri deschise, iar cercetarea ei din punct de vedere teoretic și experimental este foarte avansată. Condițiile limită de funcționare pentru această transmisie sunt atinse la apariția patinării sau la deteriorarea curelei;
- ◆ T.T. propriu-zisă funcționează la limita dintre două transmisii: cea cu element flexibil, respectiv, cea cu roți de fricțiune. Funcționarea ei este limitată de aceleași fenomene amintite anterior: patinarea sau deteriorarea curelei.

Pe baza acestor observații se poate afirma că fenomenele care determină ieșirea din funcționare a T.T. cu element flexibil sunt patinarea sau deteriorarea curelei.

Funcționarea oricărei transmisii cu element intermediar flexibil este parțial definită din punctul de vedere al capacității de tracțiune, de caracteristica universală (caracteristica de tracțiune):

$$\xi = \xi(\varphi) \cup \eta = \eta(\varphi) \quad (5.1)$$

care reprezintă familiile de curbe de alunecare elastică și randament în funcție de coeficientul de tracțiune.

Complexitatea factorilor care influențează funcționarea transmisiei face imposibilă determinarea teoretică a acestor diagrame, motiv pentru care se recurge la determinarea lor pe cale experimentală.

Pe baza surselor bibliografice cercetate și ținând seama de subiectul tezei, am considerat ca obligatorii următoarele etape pentru cercetarea experimentală:

1. stabilirea comportamentului elastic al curelei (caracteristica statică tensiune – deformație, modul de elasticitate);

2. studiul cuplei tribologice roată – curea (coeficient de frecare mediu în regim de patinare funcție de v_{at} și p_m^* și modul de pretenționare);
3. capacitatea de tracțiune și randamentul transmisiei sub sarcină (interacțiunea roată antrenată tangențial și ramura motoare; limitele maxime de încărcare).

5.2. Stabilirea comportamentului elastic al curelei. Modulul convențional de elasticitate.

5.2.1. Generalități.

Cunoașterea modulului de elasticitate este necesară din următoarele considerente:

- ◆ este o mărime de calcul a curelei;
- ◆ este hotărâtor pentru comportarea curelei atât sub aspectul stabilității dimensionale în raport cu mărimea încărcărilor cât și din punct de vedere al randamentului.

Având în vedere neomogenitatea structurii, caracteristică pentru curelele moderne, rezultă că valoarea modulului de elasticitate nu se poate determina prin calcul ci numai pe cale experimentală.

Cunoscând de asemenea faptul că în structura curelelor intră materialele plastice, la alegerea epruvetei trebuie să se țină seama de faptul că există o diferență de comportament elastic al structurilor independente față de cazul când sunt înglobate în structură [J1], [H9]. Ca urmare, epruveta trebuie să fie un eșantion de curea și anume chiar din cureaua folosită pe standul de încercări.

Modulul de elasticitate al curelei s-a determinat printr-o încercare la tracțiune.

Pentru cele două tipuri de solicitări la care este supusă cureaua, tracțiunea și încovoierea, corespunde câte un modul de elasticitate E_t și E_i . În cazul structurilor moderne de curea, valorile lor sunt foarte apropiate, $E_t \cong E_i = E$ ([H8] și [G2]) și corespund stratului de rezistență. Acest fapt poate fi explicat pe baza structurii curelei, care cuprinde:

- ◆ straturile de aderență / frecare;
- ◆ stratul de rezistență;
- ◆ învelișul de protecție.

Acestea sunt alcătuite din materiale elastice și pot fi asemuite cu trei arcuri care lucrează în paralel.

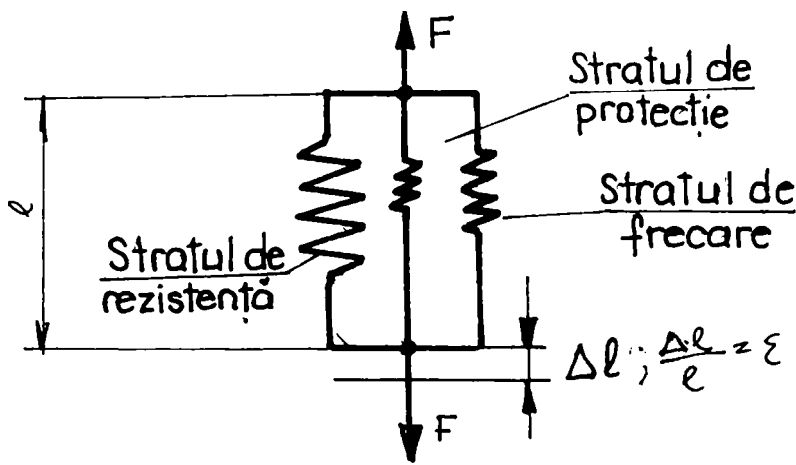


Figura 5.1.

Conform acestei scheme, cele trei elemente se vor deforma la fel (vor avea aceeași săgeată) sub acțiunea unor forțe diferite ca valoare, reprezentând cota parte din forța totală F (care acționează prin intermediul fiecăruia corespunzător rigidității proprii.

Cea mai mare parte ($\approx 95\%$) din forța F este preluată de structura de rezistență.

$$F = F_r + F_p + F_f \tag{5.2}$$

F_r – forța preluată de stratul de rezistență

F_p – forța preluată de stratul de protecție

F_f – forța preluată de stratul de frecare

Se observă că se pot neglija ultimii doi termeni (ponderea lor fiind mică), deci forța F este preluată de stratul de rezistență.

5.2.2. Epruveta.

În lipsa unor standarde care să condiționeze dimensiunile epruvetei, s-a ales, prin analogie cu foliile din material plastic subțiri, o epruvetă dreptunghiulară [B6] conform fig.5.2.

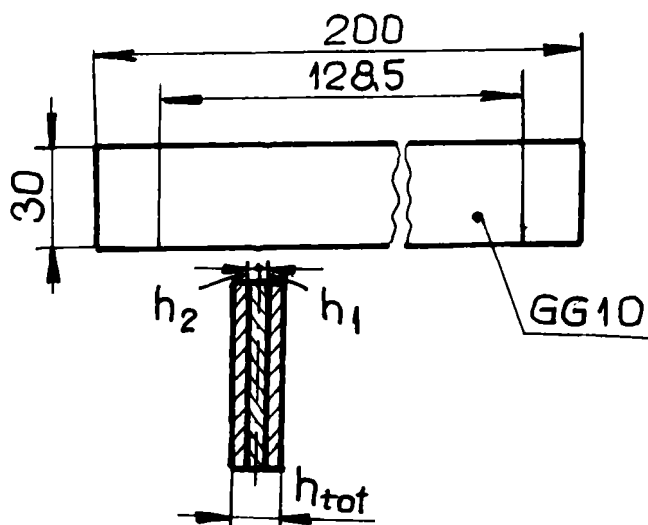


Figura 5.2.

Lungimea între repere sau lungimea bazei tensometrice (=128,5 mm) este aleasă încât precizia de măsurare să fie satisfăcătoare (o eroare de 1 mm reprezintă 0,78% din baza tensometrică).

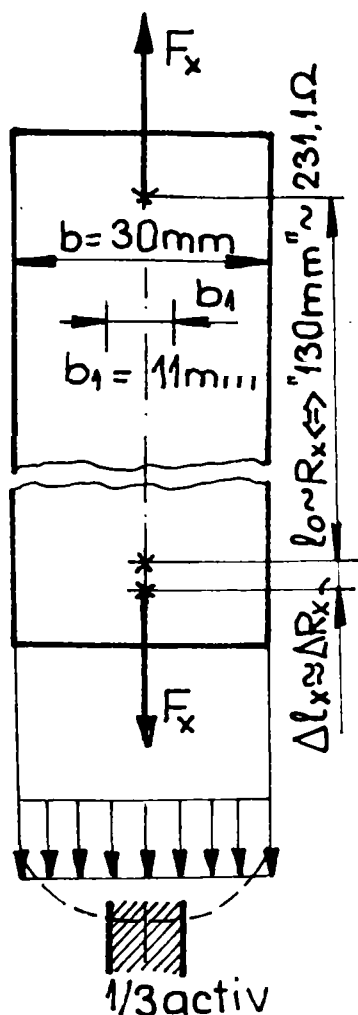


Figura 5.3.

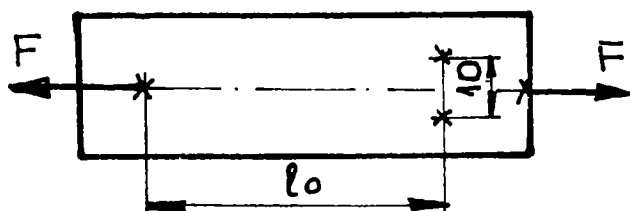


Figura 5.4.

Ipoteza de calcul constă în repartiția uniformă a forței, pe lățimea curelei.

În realitate, distribuția sarcinii are alura din fig. 5.3., atingând valoarea maximă pe direcția solicitării. Se poate considera însă, cu bună aproximație că această zonă extinde pe 1/3 din lățimea epruvetei, constituind zona activă.

În cazul considerat, ($b=30$ mm), această zonă este de ≈ 10 mm, ceea ce permite așezarea unui traductor pentru măsurarea deformațiilor longitudinale ale epruvetei, conform schemei din fig. 5.4.

Caracteristicile eșantionului (fig. 5.2) sunt:

- ◆ marca eșantionului : Siegling GG 10;
- ◆ lungimea totală: 200 mm;
- ◆ lungimea între repere (lungimea bazei tensometrice): 128,5 mm;
- ◆ lățimea: 30 mm;
- ◆ grosimea totală: 1,9 mm;
- ◆ numărul straturilor de rezistență: 2
- ◆ grosimea straturilor de rezistență:
 - $h_1 = 0,5$ mm;
 - $h_2 = 0,3$ mm;
 - $h_{tot} = h_1 + h_2 = 0,8$ mm

Grosimea curelei și a straturilor de rezistență s-a determinat cu o lupă Brinell de construcție românească cu precizia de $\pm 0,1$ mm.

5.2.3. Atmosfera de lucru.

Atmosfera de lucru va fi mediul ambiant. STAS 6300 – 64 recomandă pentru mase plastice temperatura de $23^{\circ} C \pm 2^{\circ} C$ și umiditatea relativă 50%.

5.2.4. Instalația experimentală.

Instalația experimentală, fig. 5.5. cuprinde epruveta (2), bacurile (1), extensometrul (3), talerul de greutate (5) și un multimetru digital (4).

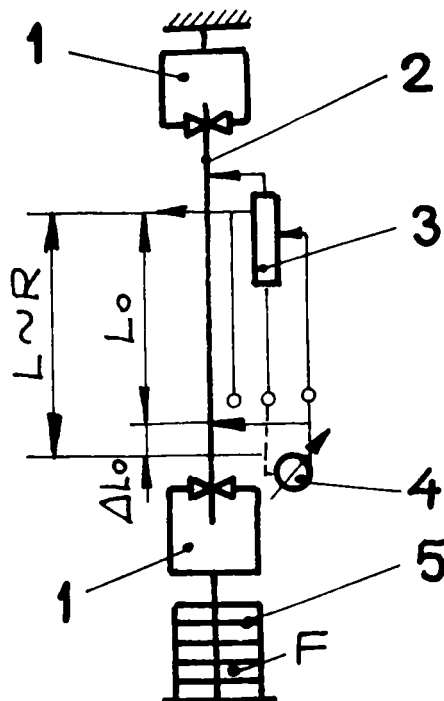


Figura 5.5.

Deformațiile (de ordinul miimilor sau al sutimilor de milimetru) se măsoară cu ajutorul extensometrului care le va amplifica pe cale electrică. Pentru asigurarea stabilității, extensometrul se va fixa pe eșantionul de curea în trei puncte (fig.5.4).

Prin solidarizarea eșantionului cu extensometrul, ambele suferă aceeași deformație. Aceasta este proporțională cu modificarea rezistenței electrice.

$$\begin{aligned} \Delta l_x &\cong \Delta R_x \\ l_o &\cong R_o \\ \varepsilon &= \frac{\Delta l_x}{l_o} \cong \frac{\Delta R_x}{R_o} \end{aligned} \quad (5.3)$$

5.2.5. Modul de lucru. Achiziția de date.

Înainte de începerea experimentului se va face o stabilizare elastică a curelei prin 10 încărcări și descărcări succesive. Prin această operație se realizează ordonarea macromoleculor ce alcătuiesc materialul curelei (un polimer) ceea ce face ca dependența $F(\Delta l)$ să devină aproximativ liniară [J1].

Epruveta se încarcă progresiv cu trepte de forțe, măsurându-se de fiecare dată rezistența tensometrului.

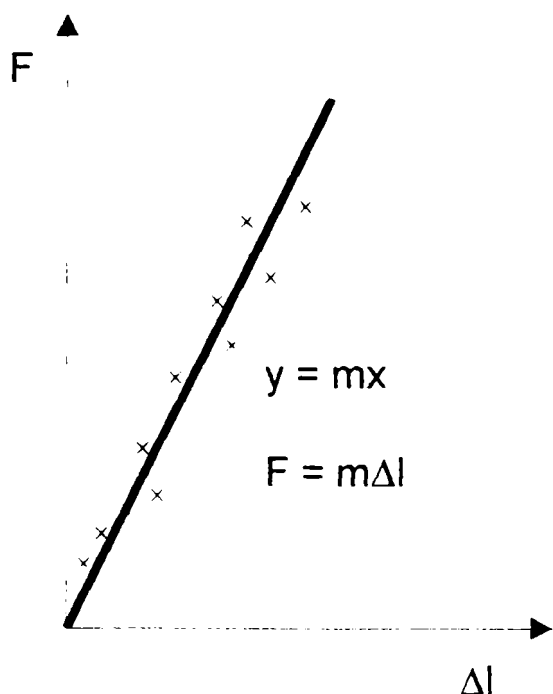


Figura 5.6.

Examinând fig. 5.6. se observă că pentru o anumită epruvetă, valorile de pe axele de coordonate se modifică.

Cu alte cuvinte, lungimea distanței dintre două repere nu caracterizează deformabilitatea materialului.

Pentru a obține o diagramă independentă de dimensiunile epruvetei este necesar ca pe abscisă să se măsoare alungirea ϵ_j , iar pe ordonată efortul nitar σ_j , fiind relațiile:

$$\epsilon_j = \frac{\Delta l_j}{l_0}; \quad \sigma_j = \frac{F_j}{A_0}; \quad (5.4)$$

unde prin A_0 s-a notat suprafața inițială a secțiunii epruvetei.

Observații.

- ◆ Întrucât la preluarea eforturilor participă doar stratul de rezistență, A_0 reprezintă suprafața inițială a acestuia.
- ◆ Figura obținută poartă denumirea de "curba caracteristică convențională a materialului". Curba este convențională întrucât valorile (ϵ_j, σ_j) se stabilesc pentru fiecare treaptă de încărcare în raport cu mărimile inițiale l_0 și A_0 deși acestea variază în timpul încărcării.

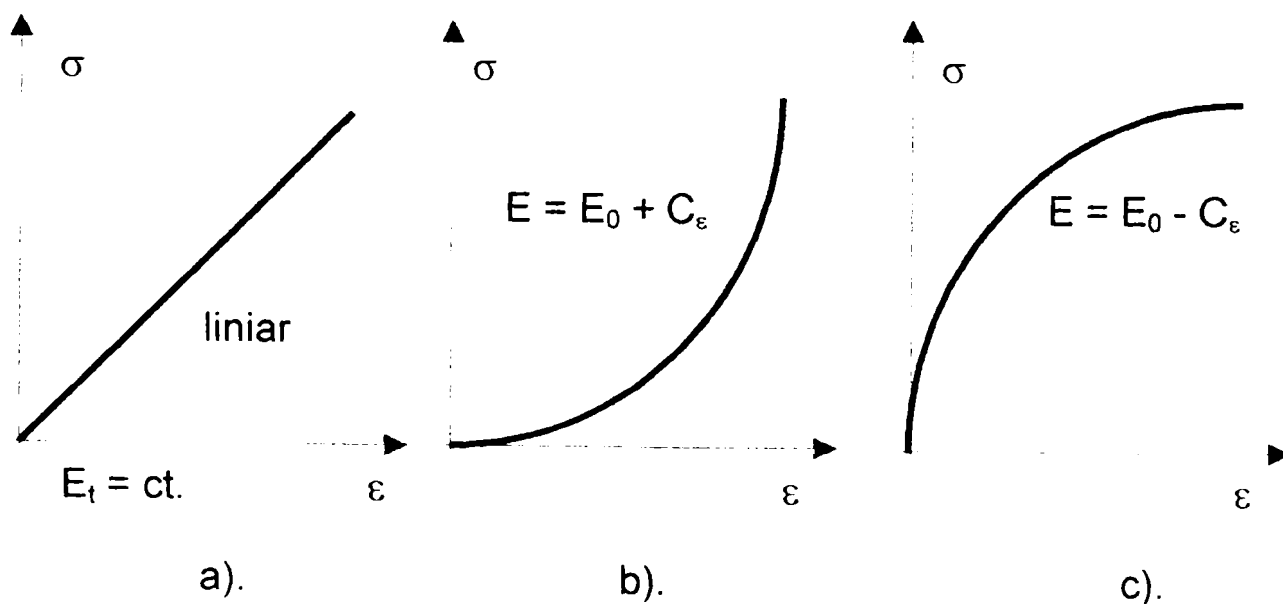


Figura 5.7.

Dacă variația alungirii în raport cu efortul unitar este liniară, atunci materialul respectă legea lui Hooke, iar ecuația acestei drepte se scrie sub forma:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (5.5)$$

unde constanta E este modulul de elasticitate.

Experiența arată că doar în cazul oțelului și al lemnului curba caracteristică este liniară. Alte materiale (între care și cel al curelelor) deși au un comportament elastic nu respectă legea lui Hooke. Curba caracteristică poate lua una din formele din fig. 5.6 b sau 5.6 c.

Aceste curbe pot fi exprimate sub forma:

$$E = E_0 \pm C \cdot \varepsilon \quad (5.6)$$

sau

$$\varepsilon = \frac{\sigma^\alpha}{E^0}$$

unde E_0 este o constantă iar $\alpha > 1$ sau $\alpha < 1$. Folosirea acestor expresii în locul legii lui Hooke este foarte dificilă, motiv pentru care și în acest caz se atribuie materialelor, în mod convențional, un modul de elasticitate. Acesta se determină fie asimilând porțiunea inițială a curbei caracteristice cu o dreaptă, fie măsurând panta tangentei la curba caracteristică:

$$E = \frac{d\sigma}{d\varepsilon} \quad (5.7)$$

în punctul corespunzător efortului unitar real din piesă.

Modul de lucru.

Măsurarea deformațiilor epruvetei s-a făcut cu un extensometru electric, marca Penny and Giles Ltd.

Etapele parcurse pentru determinarea modulului de elasticitate au fost:

1. montarea epruvetei (1) între două bacuri de prindere, pentru aplicarea efortului de întindere (fig. 5.5);
2. montarea extensometrului (2) pe epruvetă;
3. verificarea bornelor;
4. măsurarea lungimii bazei tensometrice " l_T " (lungimea dintre punctele de prindere a extensometrului pe epruvetă) pentru poziția cursorului traductorului corespunzătoare rezistenței minime ($R_{\min} = 36\Omega$); $L_0 = 128,5$ mm;

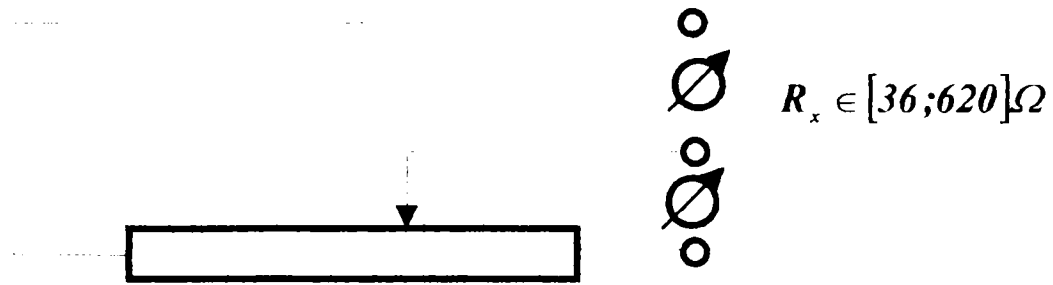


Figura 5.8

5. determinarea cursei "l" a traductorului ca diferență a pozițiilor limită ale acestuia:

$$l = l_{max} - l_{min} \quad (5.8)$$

$$l = 142 - 127 = 15 \text{ mm}$$

6. determinarea rezistenței traductorului R_0 , corespunzătoare epruvetei neîncărcate ca diferență dintre valoarea citită a rezistenței R și rezistența minimă R_{min} :

$$R_0 = R - R_{min} \quad [\Omega] \quad (5.9)$$

$$R_0 = 267,1 - 36 = 231,1 \Omega$$

7. tensionarea inițială a pruvetei cu ajutorul unui taler având masa $m = 400 \text{ g}$;
8. încărcarea epruvetei cu diferite forțe;
9. determinarea variației rezistenței ΔR , corespunzătoare fiecărei trepte de încărcare, ca diferență dintre valoarea citită și rezistența minimă:

$$\Delta R_x = R_x - R_{min} \quad [\Omega] \quad (5.10)$$

$$\Delta R_x = R_x - 36 \quad [\Omega]$$

10. determinarea constantei traductorului:

$$k = \frac{R_{max} - R_{min}}{l} = \frac{620 - 36}{15} = 38,9(3) \Omega / \text{mm}; \quad (5.11)$$

11. determinarea lungimii inițiale pentru epruveta pretensionată:

$$l_0 = \frac{\Delta R_0}{k} + l_r = \frac{231,46}{38,9} + 128,5 = 134,45 \text{ mm}; \quad (5.12)$$

12.determinarea lungirilor epruvetei considerându-se ca punct de referință epruveta încărcată cu talerul (1) (tab.5.3 Anexă 5):

$$l_x = \frac{\Delta R_x}{k} = \frac{R_x - R_l}{k} \tag{5.13}$$

13.determinarea alungirilor epruvetei:

14.determinarea etortului unitar:

$$\sigma_x = \frac{F_x}{A_c} \tag{5.15}$$

unde:

A_c =aria suprafeței transversale inițiale a straturilor de rezistență;

$A_c=b \times h=30 \times 0,8=24$ mm;

b = lățimea curelei ($b=30$ mm);

h = suma grosimii straturilor de rezistență ($h=h_1+h_2= 0,3+0,5=0,8$ mm);

15.trasarea pe baza tab.5.3 (Anexa 5) a diagramei $\sigma=\sigma(\epsilon)$ și determinarea modului de elasticitate longitudinal.

Valoarea medie a modului de elasticitate se stabilește pe baza dreptei de regresie (fig.5.9).

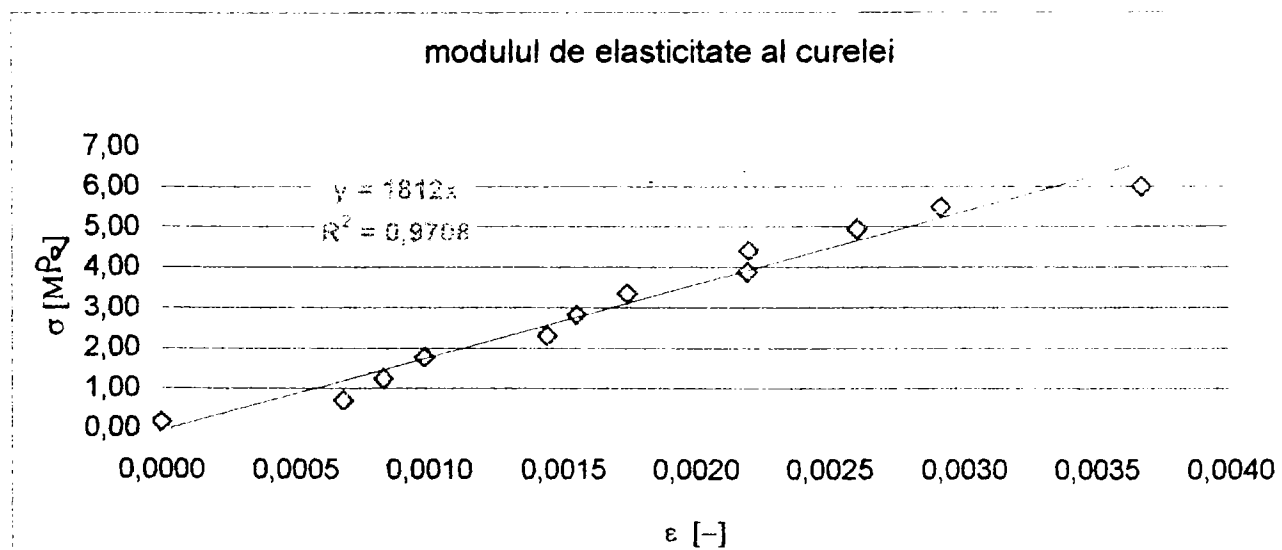


Figura 5.9.

5.3. Studiul cuplei tribologice roată-curea.

5.3.1. Generalități.

Sub aspectul interacțiunii cu frecare roată – curea se disting în cazul T.T. două aspecte:

- ◆ înfășurarea curelei pe roata transmisiei de bază sub un unghi mare de înfășurare (30... 180 [grd]);
- ◆ înfășurarea curelei pe roata tangențială sub un unghi de înfășurare foarte mic (≤ 5 [grd]).

Literatura de specialitate se referă numai la primul caz și numai în regim de patinare.

Capacitatea de tracțiune a oricărei transmisii prin curele, așa cum rezultă din bibliografia referitoare la transmisiile clasice, este influențată în ultimă instanță de valoarea coeficientului de frecare. Determinarea experimentală a acestuia se impune, pe de o parte, datorită dependenței de condițiile concrete de funcționare ale transmisiei și de natura materialelor în contact, iar pe de altă parte, datorită lipsei de date referitoare la acesta.

În cazul funcționării transmisiilor cu element intermediar flexibil este prezent fenomenul frecării de alunecare. Acesta depinde de [H8]:

- ◆ natura materialelor cuplei în contact forțat cu frecare de alunecare;
- ◆ microgeometria și microrelieful suprafețelor în contact forțat (curea – roată);
- ◆ parametrii funcționali ai transmisiei (tensiunea inițială, gradul de curbare, presiunea de contact, viteza relativă de alunecare dintre roată și curea);
- ◆ parametrii climatici (temperatura, umiditatea mediului), natura și nivelul poluării din zona de lucru (suspensii abrazive, vapori de produse petroliere etc).

Pentru toate variantele posibile de cupluri roată – curea contactul alunecător este de tip uscat. Studiarea proprietăților tribologice ale acestuia pornește de la următoarele observații:

- ◆ cureaua tangențială are o structură modernă, compozită, bazată pe utilizarea maselor plastice. Suprafețele active sunt fabricate din elastomeri;

- ◆ legile frecării enunțate de Amontons – Coulomb nu s-au confirmat integral și în plus, nu sunt întotdeauna aplicabile combinațiilor polimer – metal [J1];
- ◆ datorită condițiilor experimentale netipizate, a compoziției chimice a suprafețelor și a rugozității acestora, între rezultatele obținute în urma încercărilor sunt diferențe mari, chiar la aceleași cupluri de materiale. De aceea se recomandă determinarea experimentală a valorii coeficientului de frecare în condiții similare celor efective de lucru, nefiind posibilă determinarea în condiții reale de funcționare;
- ◆ în ceea ce privește frecarea uscată, literatura de specialitate indică faptul că noul concept al forței de frecare de alunecare conține mai multe componente, greu de separat (cu excepția unor cazuri particulare precum adeziunea sau abraziunea). Aceasta se datorește faptului că efectele de frecare pot avea loc simultan sau pot avea o natură probabilistică. Se arată că datorită varietății condițiilor de lucru, masele plastice nu prezintă un coeficient de frecare constant [P1] (pag. 66).

În cazul polimerilor, se acceptă astăzi că forța de frecare are două componente [J1]:

$$F_f = F_a + F_d \quad (5.16)$$

în care:

F_a – este forța necesară ruperii microjoncțiunilor determinate de adeziunea celor două suprafețe aflate în contact;

F_d – reprezintă forța necesară deformării sau deplasării materialului ca urmare a întrepătrunderii neregularităților celor două suprafețe aflate în contact.

La metale este preponderent primul termen, pe când la polimeri, în special în cazul alunecării pe suprafețe rugoase, al doilea termen poate deveni preponderent. În cazul ideal, F_d poate fi neglijat, iar expresia forței de frecare devine:

$$F_f = F_a = A_r \cdot \tau \quad (5.17)$$

în care:

A_r – este aria reală de contact;

τ - este efortul unitar de forfecare a joncțiunilor rezultate prin adeziunea pe A_r .

Studiile întreprinse asupra comportării tribologice a maselor plastice au relevat următoarele aspecte [J1] [catalogele firmelor VIS, Siegling și Habasit]:

- ◆ în mod uzual, coeficientul de frecare pentru masele plastice variază între 0,3 și 0,6;
- ◆ datorită faptului că sunt relativ moi, masele plastice se comportă bine în condiții de abraziune; particulele mai dure se încrustează în ele și astfel se împiedică distrugerii ulterioare;
- ◆ fenomenul de frecare dintre curea și roata tangențială este influențat de comportarea vâsco – elastică a polimerului. Acest fapt este explicat prin dependența deformației și implicit a componentei F_d de viteză;
- ◆ durata probelor modifică în general, valoarea coeficientului de frecare;
- ◆ în legătură cu natura fenomenului de frecare la curele în [G2], se evidențiază dependențe conform fig.2.7;
- ◆ în ceea ce privește coeficientul de frecare, firmele V.I.S. și Habasit indică pentru acesta o valoare constantă, anume, $\mu=0,7$ și recomandă utilizarea de roți din oțel cu rugozitatea zonei active $R_{a, \max} = 1,6 \mu\text{m}$;
- ◆ firma Siegling nu indică nici o valoare pentru coeficientul de frecare, în schimb recomandă pentru suprafața activă a roții $R_a=0,8 \mu\text{m}$.

5.3.2. Schema bloc a instalației.

Determinarea coeficientului de frecare pentru cupla tribologică roată – curea a transmisiei de bază s-a făcut pe un stand experimental aflat în dotarea Catedrei de Organe de Mașini și Mecanisme, a cărei schemă de principiu este dată în fig. 5.10.

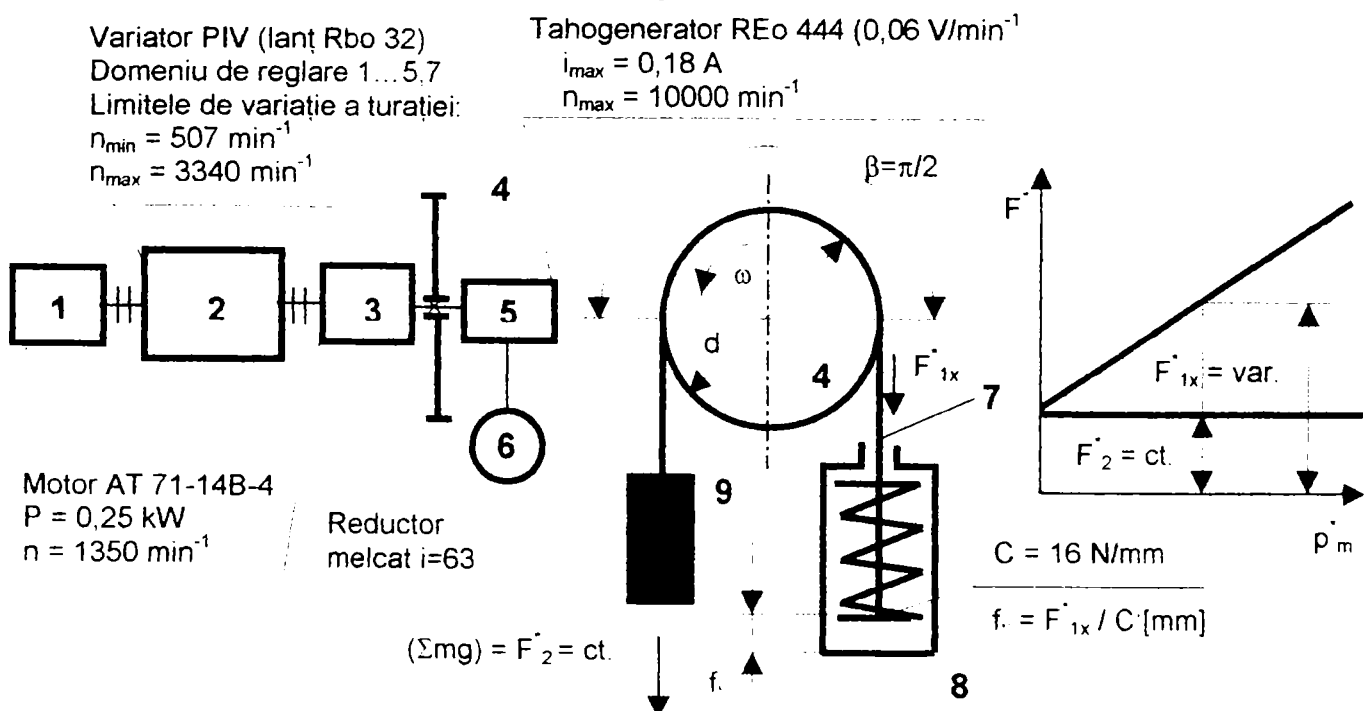


Figura 5.10.

Cupla tribologică este alcătuită din eșantionul de curea (7) și roata de curea (4) montată pe arborele de ieșire al unui reductor melcat (3). Antrenarea reductorului se face de la motorul asincron trifazat (1) prin intermediul variatorului PIV (2), asigurându-se variația continuă a vitezei unghiulare.

Sistemul de greutate (9) și dinamometrul (8) asigură tensionarea inițială F_0^* și măsurarea acesteia.

Viteza unghiulară momentană este măsurată permanent cu un traductor de turație ale cărui semnale sunt citite la un multimetru cu afișare numerică.

5.3.3. Regimuri și secvențe de măsurare.

Etapele parcurse în determinarea coeficientului de frecare sunt:

- măsurarea rugozității suprafeței active a roții;
- etalonarea arcului pentru măsurarea efortului F_1^* ;
- etalonarea greutăților;
- realizarea experimentului propriu – zis.

5.3.3.a. Măsurarea rugozității suprafeței active a roții. Schema bloc a instalației.

Măsurarea s-a făcut cu ajutorul unui profilometru electronic de tip N2801 de construcție românească; acesta are în componență un palpator (N 2801 T) și un mecanism de antrenare (N 2801 M), pozițiile (3) și (4) din fig. 5.11.

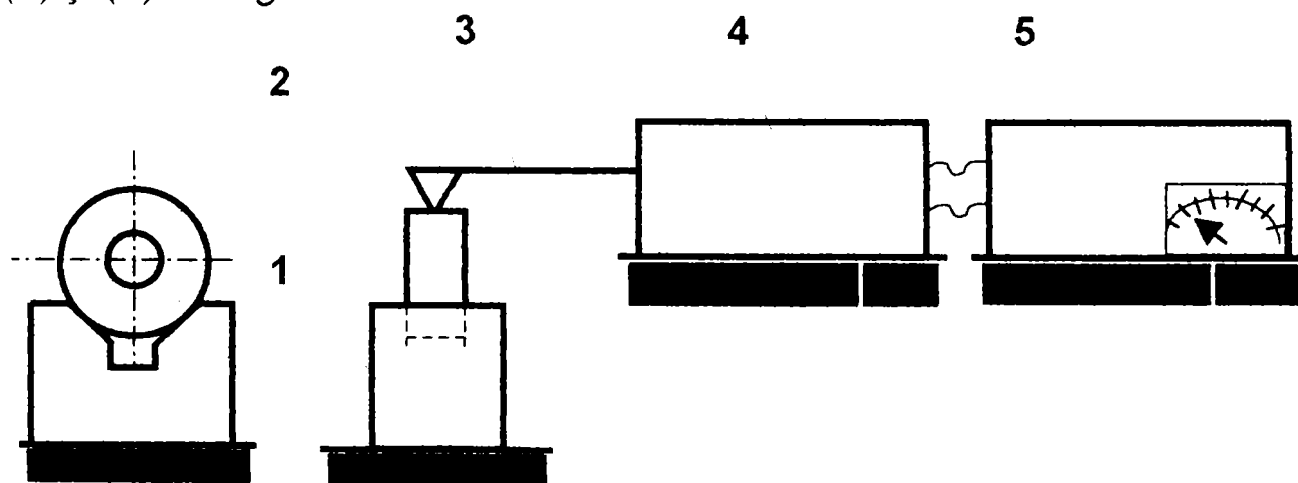


Figura 5.11.

Pe scala gradată a profilometrului (5) se citește valoarea parametrului de rugozitate R_a .

Pentru măsurători, roata de curea (2) a fost așezată pe o prismă astfel încât generatoarea ei să fie în prelungirea vârfului acului palpatorului.

Corectarea erorilor de poziționare s-a făcut cu ajutorul unor etaloane de rugozitate. Prin compararea vizuală a rugozității roții și a etaloanelor de rugozitate se alege un etalon (cel mai apropiat de rugozitatea roții). Acesta se așează apoi în prelungirea generatoarei suprafeței active a roții. Prin palparea suprafeței etalonului s-a citit pe scala gradată a profilometrului valoarea parametrului de rugozitate R_a . Diferența dintre valoarea indicată de aparat și valoarea înscrisă pe etalonul de rugozitate constituie eroarea de poziționare.

Ea a fost luată în considerare prin adunare sau scădere (după semnul ei) la stabilirea rugozității suprafeței active a roții.

Mărirea nivelului de încredere a rezultatelor s-a făcut prin determinarea rugozității în trei zone distincte de pe circumferința roții și apoi reluarea încercărilor.

Valoarea obținută pentru parametrul de rugozitate al suprafeței active a roții a fost $R_a = 0,72 \mu\text{m}$.

Valorile măsurate sunt prezentate în tab.1 (Anexa 5)

5.3.3.b. Etalonarea arcului pentru măsurarea efortului F_1^* .

Etalonarea s-a făcut prin metoda gravimetrică. Tabelul cu valorile măsurate și diagrama de etalonare sunt date în tab. 5.2 (Anexa 5). și fig. 5.1.

5.3.3.c. Etalonarea greutăților s-a făcut cu ajutorul unei balanțe.

5.3.3.d. Realizarea experimentului propriu-zis.

Încercările se fac în condițiile alunecării totale (patinării), când arcul de alunecare se extinde pe întregul arc de contact, iar arcul de aderență devine nul. În acest caz, viteza de alunecare va avea valoarea vitezei periferice a roții motoare și se poate calcula în funcție de turația n a acesteia cu relația:

$$v_{al} = (\pi \cdot n \cdot d / 60) \cdot 10^{-3} \quad [\text{m/s}] \quad (5.18)$$

unde:

- n este turația roții de curea;
- d este diametrul roții de curea.

Determinarea domeniului de viteze de alunecare, respectiv de turații ale roții de curea, s-a făcut luând în considerare următoarele observații:

- ♦ viteza până la care pot funcționa curelele tangențiale atinge $[50 \dots 60]$ m/s. Coeficientul alunecării elastice variază în intervalul $[0,5 \dots 1,5]$ %. Pentru o valoare a vitezei curelei $v=55\text{m/s}$ rezultă, pe baza relației:

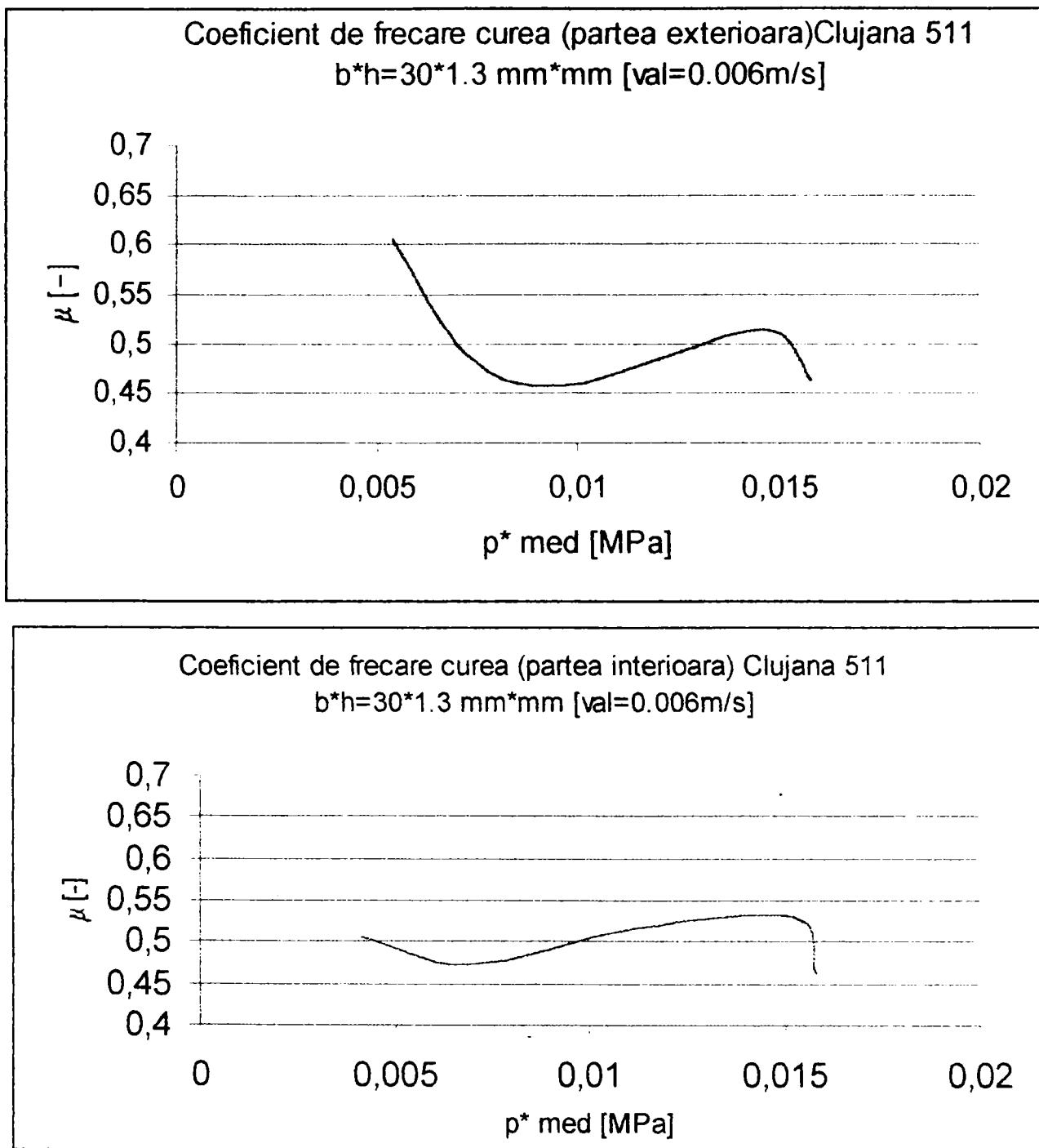


Figura 5.12.a

$$v_{at} = \frac{v}{100} \cdot \xi_e \tag{5.19}$$

că intervalul în care trebuie făcute măsurătorile este:

$$v_{at} \in [0,275 \dots 0,825] \text{ [m/s]}$$

- ◆ pentru valorile de mai sus și pentru $d=125 \text{ mm}$ se obțin pentru roata de curea:

$$\omega \in [4,4 \dots 13,2] \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

respectiv

$$n \in [42 \dots 126,05] [\text{min}^{-1}]$$

Pentru aceasta, turația arborelui de ieșire al variatorului trebuie să se încadreze în intervalul:

$$n \in [2646 \dots 7941] [\text{min}^{-1}]$$

- ◆ limitele de variație a turației variatorului sunt cuprinse în intervalul:

$$n_{\text{var}} \in [587 \dots 3340] [\text{min}^{-1}]$$

Ca urmare, pentru roata de curea se pot alege trepte de turație: în intervalul $n \in [9,9 \dots 31,7] [\text{min}^{-1}]$, cărora le corespund viteze de alunecare în intervalul :

$$v_{\text{al}} \in [0,069 \dots 0,207] [\text{m} / \text{s}]$$

Experimentul s-a executat pentru două sortimente de curele tangențiale:

- ◆ curea tangențială poliamidică tip 511 "Clujana" având $h = 1,3 \text{ mm}$ și $b = 40 \text{ mm}$;
- ◆ curea tangențială Extremultus (Siegling) GG8 având $h = 1,9 \text{ mm}$ și $b = 30 \text{ mm}$;

în următoarele condiții cinematice și geometrice:

- ◆ diametrul roții de curea $d = 0,125 \text{ m}$;
- ◆ materialul roții: OL 42;
- ◆ $\beta_{\text{al}} = 180^\circ$ (fig. 5.10);
- ◆ rugozitatea măsurată a suprafeței active: $R_a = 0,72 \mu\text{m}$;
- ◆ duritatea materialului roții: $HB = 170$
- ◆ turația roții: $n = 9,9 \text{ min}^{-1}$;
- ◆ viteza de alunecare: $v_{\text{al}} = 0,065 \text{ m/s}$;
- ◆ presiunea medie: $p_m \in [0,04 \dots 0,17] [\text{MPa}]$.

Viteza curelei corespunzătoare valorii $v_{\text{al}} = 0,069$ pentru un coeficient al alunecării elastice $\xi = 0,5\%$, este $13,85 \text{ m/s}$. Pe standul de încercare a T.T., acestei viteze a curelei îi corespunde o frecvență de rotație a fuselor de $955,17 [\text{s}^{-1}]$.

Tensionarea inițială maximă se determină cu relația:

$$F_{\sigma_{\text{max}}} = \sigma_0 A \quad [N] \quad (5.20)$$

în care : $\sigma_0 = 3 [\text{MPa}]$

$A = b \times h [\text{mm}^2]$ reprezintă aria secțiunii transversale a curelei:

Presiunea medie pe suprafața de contact dintre curea și roată se calculează cu relația:

$$p_m^* = 2\sigma_0 A / db \sin \frac{\beta}{2} \quad [\text{MPa}] \quad (5.21)$$

Pe baza caracteristicii de rigiditate a arcului și a greutateților folosite s-au stabilit valorile corespunzătoare efortului F_1^* , respectiv F_2^* cu relațiile:

$$\begin{aligned} F_1^* &= Cf [N] \\ F_2^* &= \sum mg [N] \end{aligned} \quad (5.22)$$

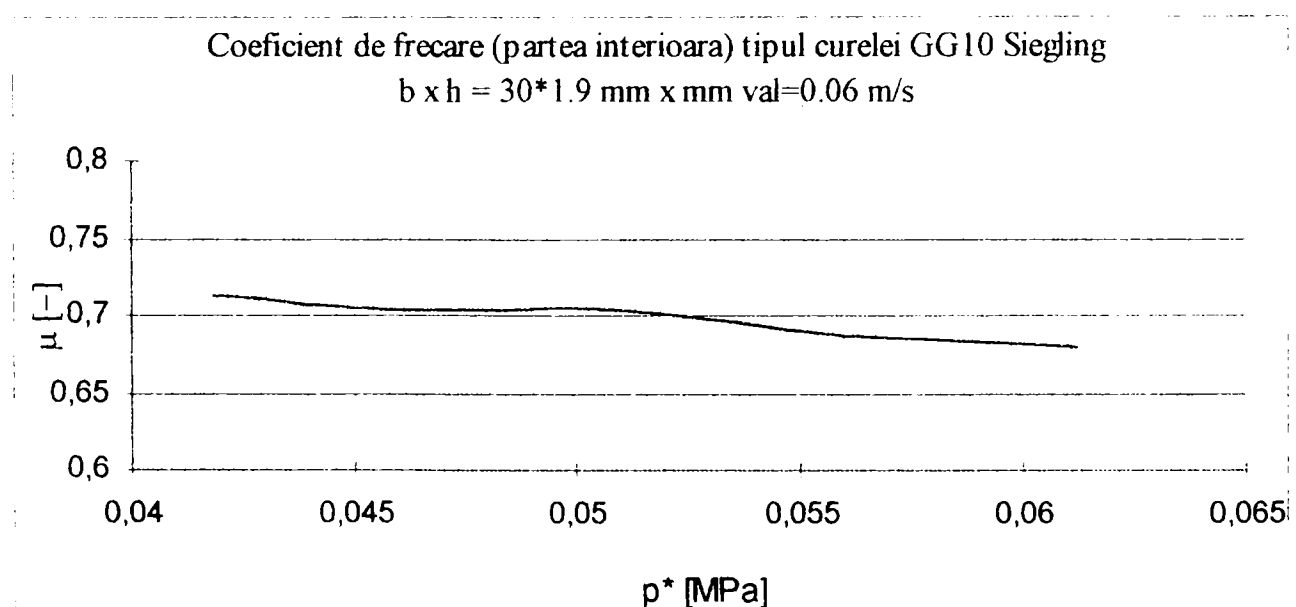
Cu ajutorul lor și a valorii unghiului de alunecare $\hat{\beta}_{al}$ s-a determinat coeficientul de frecare în regim de patinare μ_{pat} , cu relația:

$$\mu_{pat} = \frac{1}{\hat{\beta}_{al}} \ln \left(\frac{F_1^*}{F_2^*} \right) \quad (5.23)$$

Întrucât funcționarea normală a transmisiei exclude patinarea, literatura de specialitate recomandă corectarea rezultatului obținut în aceste condiții cu un coeficient având valoarea (0,85...0,9) astfel încât:

$$\mu = (0,85 \dots 0,9) \mu_{pat} \quad (5.24)$$

Valorile obținute precum și curbele de variație pentru coeficientul de frecare sunt prezentate în fig. 5.12.b și în (Tab.5.3 Anexa 5).



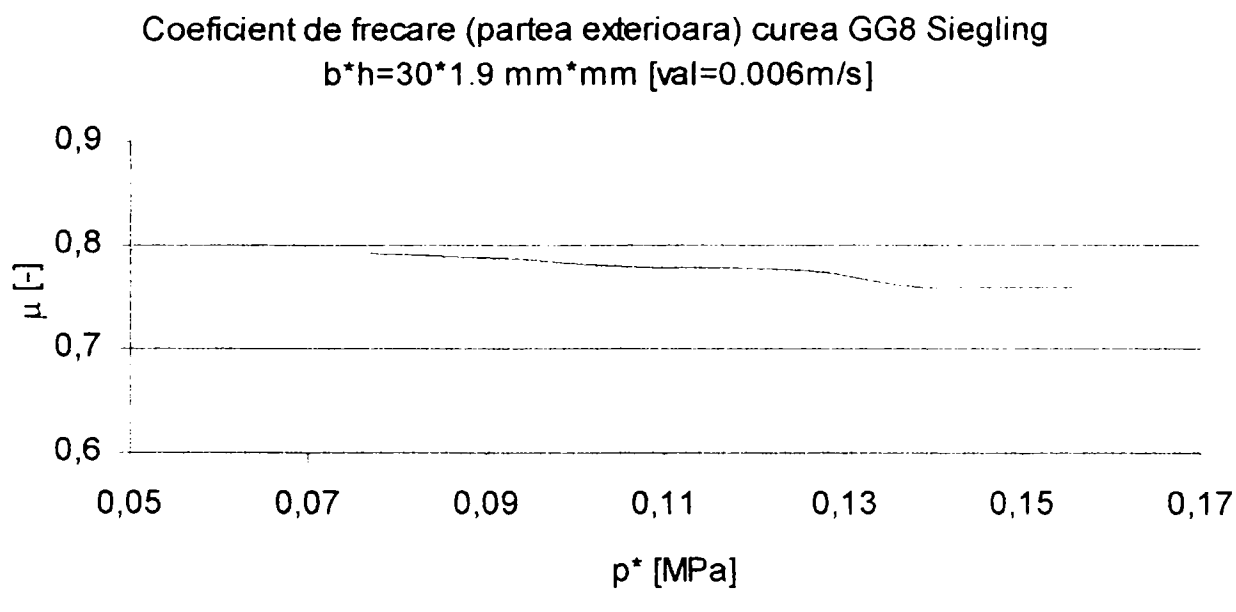


Figura 5.12.b

Concluzii.

- ◆ Coeficientul de frecare convențional este o mărime variabilă determinată de parametrii fundamentali p^* și v_{ai}
- ◆ Din analiza fig. 5.13.a și 5.13.b se observă superioritatea curelei tip Siegling față de cureaua tip Clujana prin valoarea coeficientului de frecare precum și prin intervalul mai mic de variație a acestuia.
- ◆ Coeficientul de frecare corespunzător fuselor (partea exterioară) are valori superioare celui corespunzător părții interioare (pe care are loc contactul cu roata de curea a T.B.)
- ◆ Pentru partea interioară, în domeniul în care s-au făcut determinările, $\mu \in [0,68...0,715]$, iar pentru partea exterioară $\mu \in [0,76...0,79]$.

5.4. Capacitatea de tracțiune și randamentul transmisiei sub sarcină.

5.4.1. Generalități.

Ceea ce interesează în cazul T.T. este funcționarea ansamblului, respectiv evidențierea diferențelor (distorsiunilor) ce apar în raport cu funcționarea izolată a transmisiei simple. De aceea, standul de încercare trebuie să permită urmărirea experimentală doar a T.T.

În vederea diminuării complexității constructive se recurge doar la un grup de 1...4 consumatori care acceptă variante multiple de așezare, încărcare și tensionare. Pentru orice combinații ale consumatorilor trebuie urmărite cu mare precizie, funcție de puterea absorbită, viteza pe lungimea ramurii transmisiei și în final $M_{t \text{ lim}}$.

Luând în considerare numărul mare de consumatori, s-ar părea că ar fi avantajos ca încercările să fie făcute pe o transmisie reală imobilizând și modificând o mașină de filat.

Se pune însă problema accesului pentru încercări întrucât mașinile textile echipate cu T.T. prelucrează un volum foarte mare de fire și deci, orice întrerupere, influențează considerabil fluxul tehnologic și productivitatea.

Pe de altă parte, singurele mărimi ce se pot măsura pe transmisia reală sunt turațiile oricărui consumator, eventual ale unei perechi de consumatori consecutivi. De asemenea trebuie observat faptul că este practic imposibil controlul puterii absorbite în sarcină de fiecare consumator.

Prin urmare se impune conceperea unui stand specializat, cu un număr redus de consumatori, care să permită accesul la măsurarea mărimilor / parametrilor menționați anterior fără a perturba / distorsiona funcționarea lor firească.

5.4.2. Stand specializat pentru studiul capacității de tracțiune.

Pentru studiul capacității de tracțiune s-a conceput și realizat în două variante un stand specializat care cuprinde un grup de doi consumatori tangențiali de pe o mașină de răsucit elastic dispuși identic consumatorilor de pe mașina reală.

Schema de principiu a standului este prezentată în fig.5.13.a și 5.13.b.

Din motive de gabarit dar și pentru simplitatea construcției, s-a ales pentru transmisia de bază conturul triunghiular, creându-se astfel o ramură pentru transmisia tangențială.

Fenomenele ce vor fi urmărite sunt:

- alunecarea elastică;
- randamentul și capacitatea de tracțiune pentru diferite valori ale:
 - tensionării inițiale a transmisiei de bază;
 - forței de apăsare:
 - a) în raport cu valoarea necesară;
 - b) în raport cu dispunerea pe fusuri, adică apăsare egală sau diferită pe cele două fusuri.
- a momentului rezistent.

Cele două variante diferă între ele prin modul de simulare a momentului rezistent:

- în fig.5.13.a prin variația momentului de frecare într-un rulment radial cu bile fixat pe fus / consumatorul tangențial; măsurarea momentului s-a făcut pe cale tensometrică;
- în fig.5.13.b cu ajutorul a două motoare de curent continuu cu excitație cu magnet permanent (M2, M3) având caracteristicile: $U_N=52V$; $I_N=2,2A$; $P_N=92W$; $n_N=3000\text{rot/min}$.

Întrucât pentru prima variantă nu s-au putut obține suficiente trepte de variație a momentului rezistent, s-a conceput varianta prezentată în fig.5.13.b.

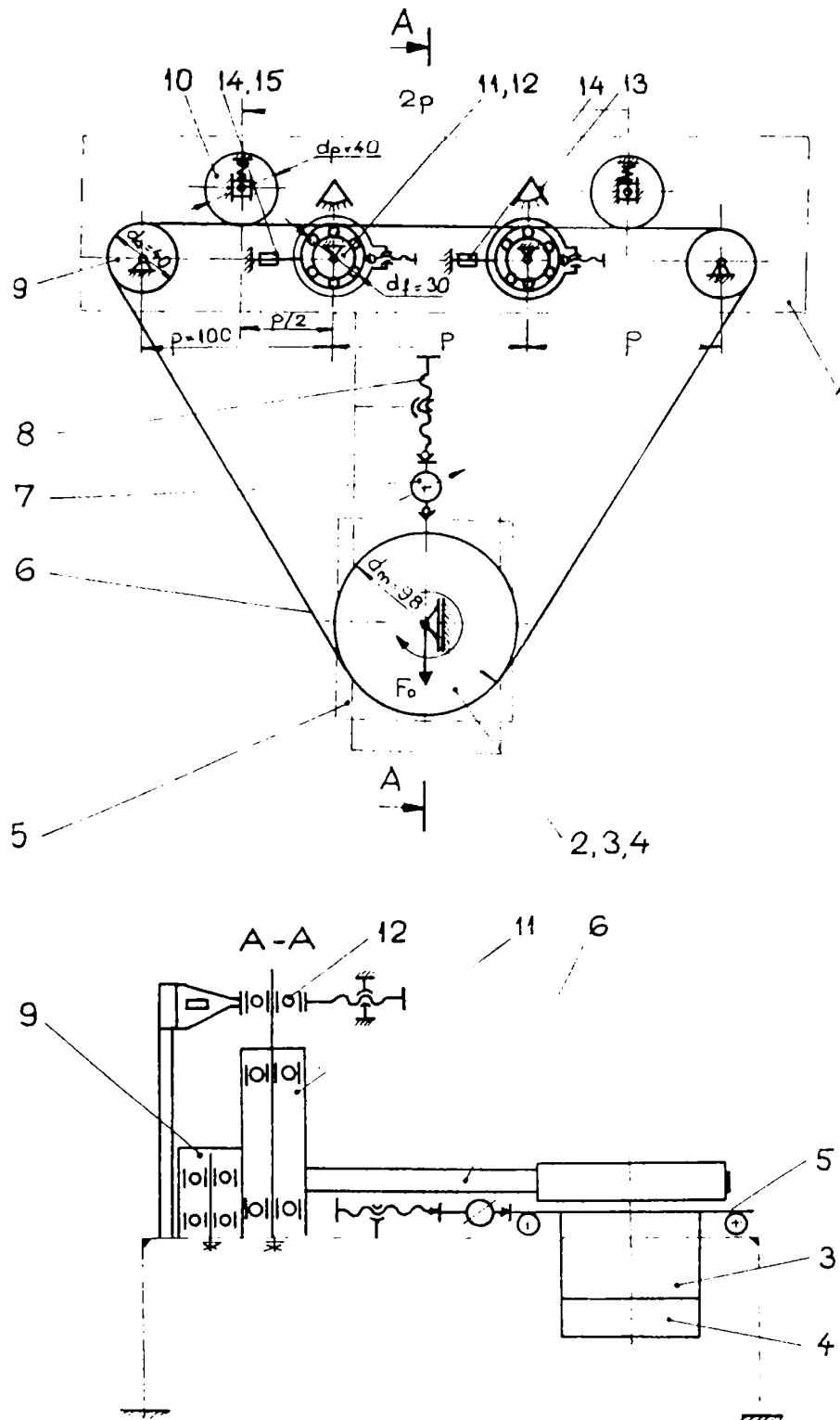


Figura 5.13.a

LEGENDĂ:

- | | |
|-------------------------|--|
| 1. Batiu | 9. Rolă de abatere |
| 2. Roată motoare | 10. Rolă presoare |
| 3. Motor de antrenare | 11. Roată tangențială |
| 4. Traductor de turație | 12. Rulment (frână) |
| 5. Cărucior | 13. Stroboscop |
| 6. Curea tangențială | 14. Grindă de egală rezistență |
| 7. Dinamometru | 15. Traductori tensometrici montați în semipunte |
| 8. Șurub | |

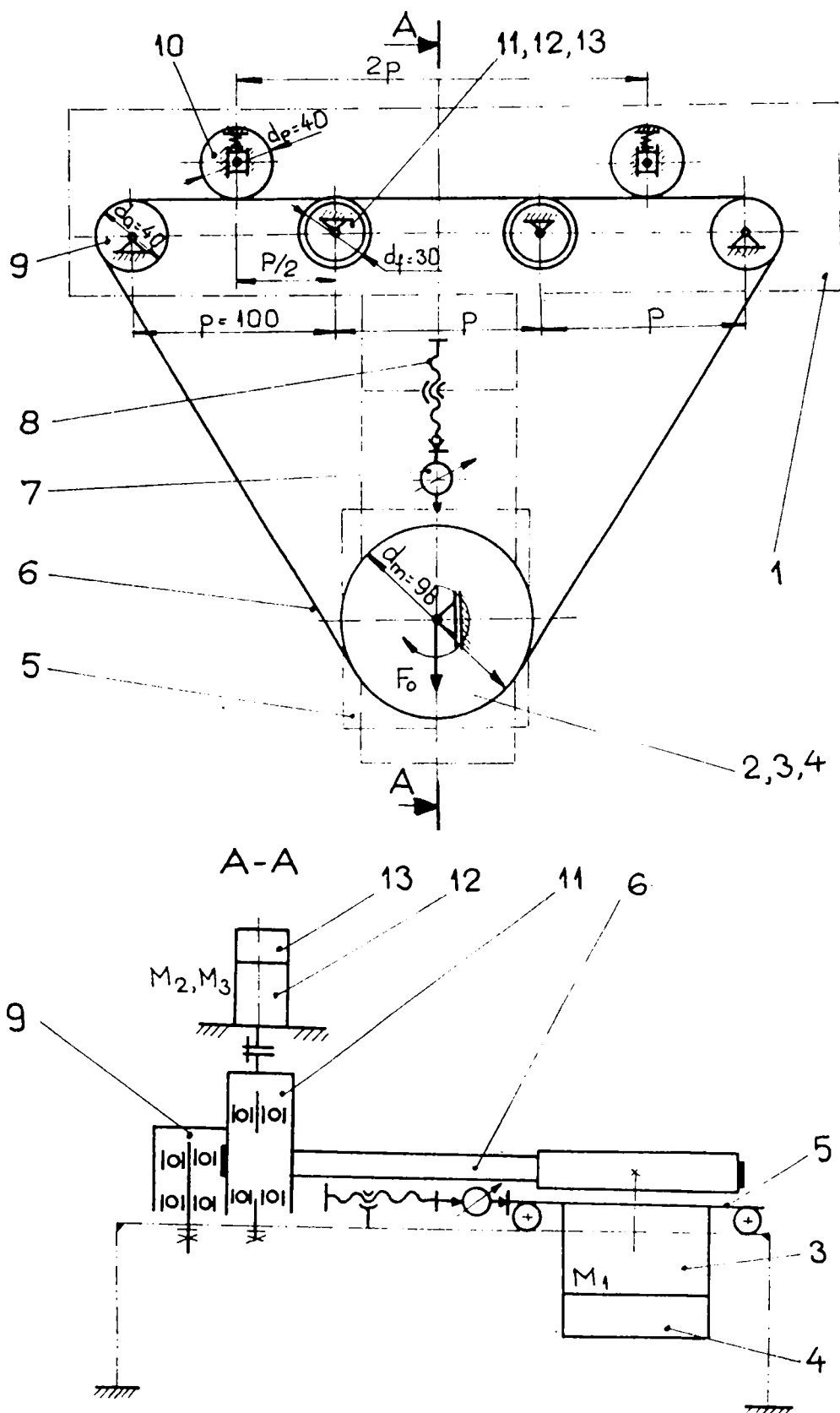


Figura 5.13.b

LEGENDĂ:

- | | |
|-------------------------|--------------------------------------|
| 1. Batiu | 8. Șurub |
| 2. Roată motoare | 9. Rolă de abatere |
| 3. Motor de antrenare | 10. Rolă presoare |
| 4. Traductor de turație | 11. Roată tangențială |
| 5. Cărucior | 12. Motor de curent continuu (frână) |
| 6. Curea tangențială | 13. Traductor de turație |
| 7. Dinamometru | |

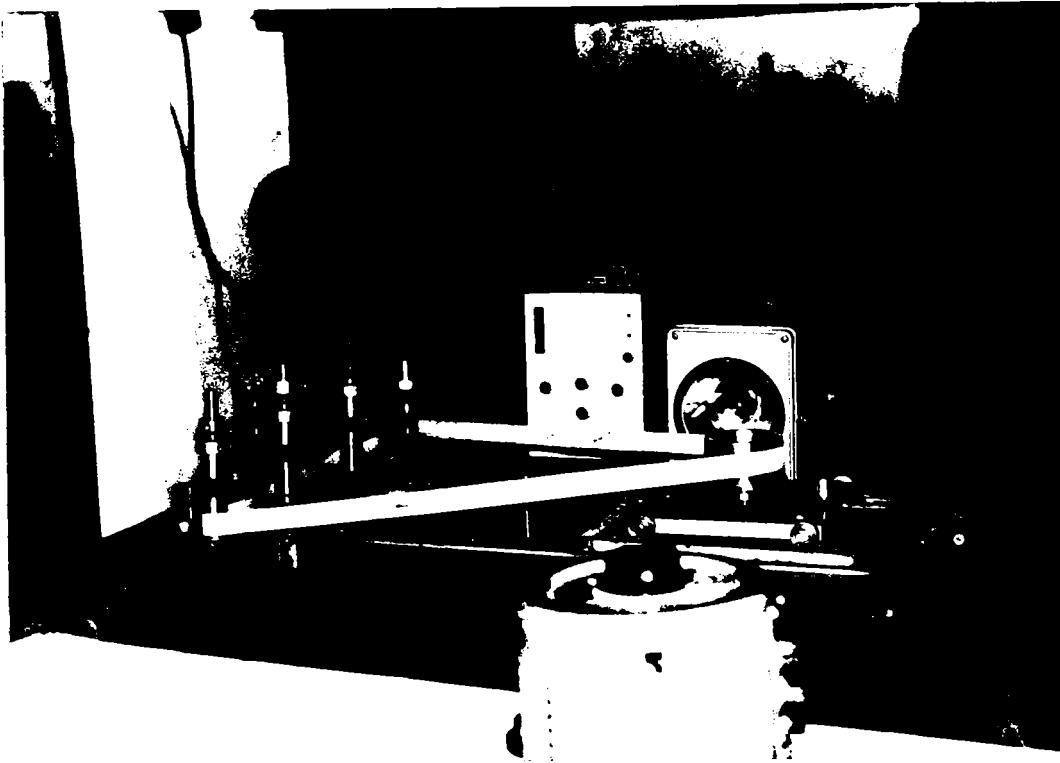


Figura 5.13.c
Standul în varianta 1.

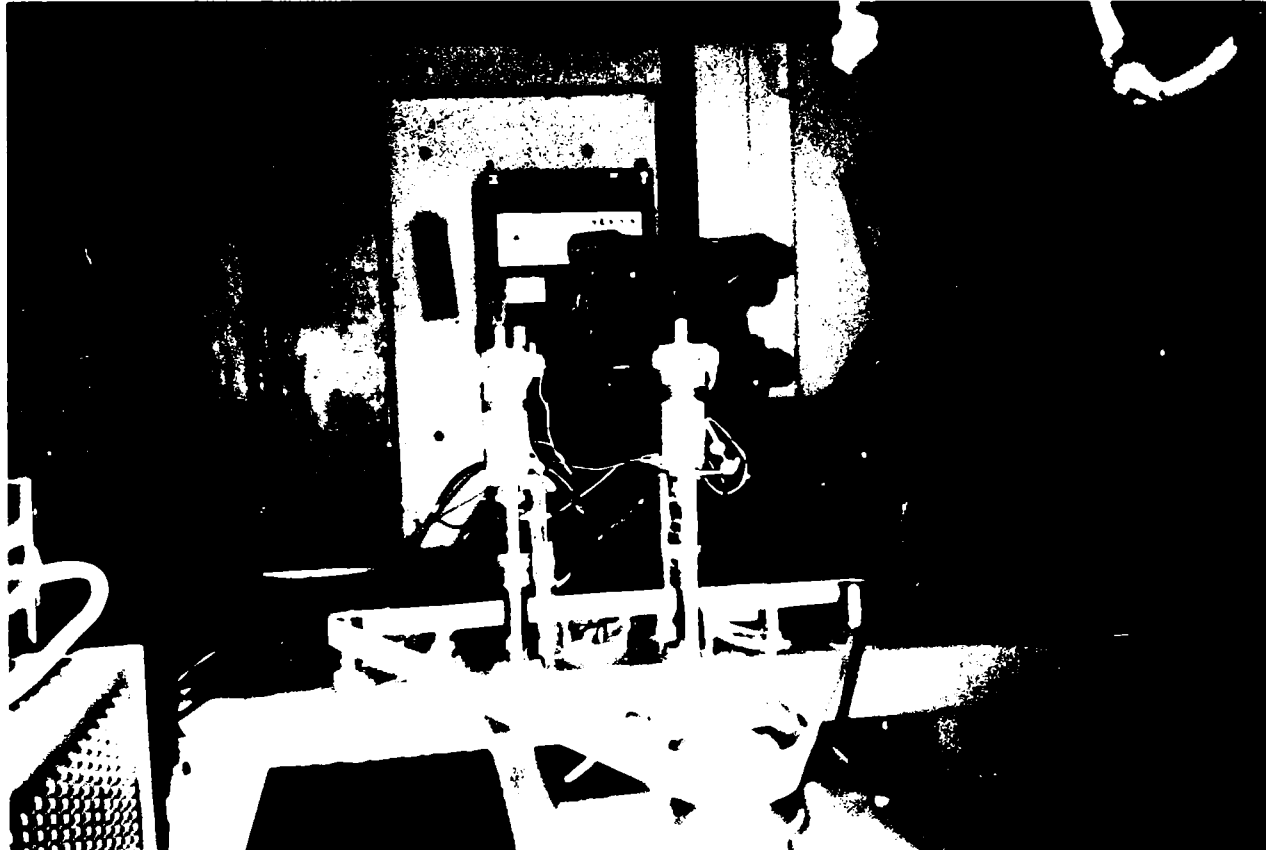


Figura 5.13.c
Standul în varianta 2.

Antrenarea transmisiei de bază se face de către un motor de curent continuu cu rotor disc (M1) poz.3, fig. 5.13 având: $U_N=64V$, $I_N=2A$, $P_N=100W$, $n_N=3000\text{rot/min}$. Pentru frânarea celor două fuse se utilizează câte un motor de curent continuu cu excitație cu magnet permanent (M2, M3) având caracteristicile: $U_N=52V$, $I_N=2,2A$, $P_N=92W$, $n_N=3000\text{rot/min}$. Turația motorului este reglabilă continuu între $0 \div 3000 \text{ rot/min}$ și menținută la valoarea prescrisă independent de procesul de frânare a fuselor.

Schema bloc a circuitului utilizat pentru antrenarea motorului M1 este prezentată în fig.5.14, semnificația blocurilor din figură fiind:

R+F = redresor cu filtru pentru tensiunea de alimentare a motorului M1;

C.P. = circuit de putere constituit dintr-o punte cu patru tranzistoare MOS și circuit de comandă;

ST₁ = sursă de alimentare a circuitelor electronice neseperate galvanic de circuitul de putere;

ST₂ = sursă de alimentare a circuitului separat galvanic de circuitul de putere;

OC = optocuploare pentru separarea galvanică a circuitului de putere de circuitul de comandă;

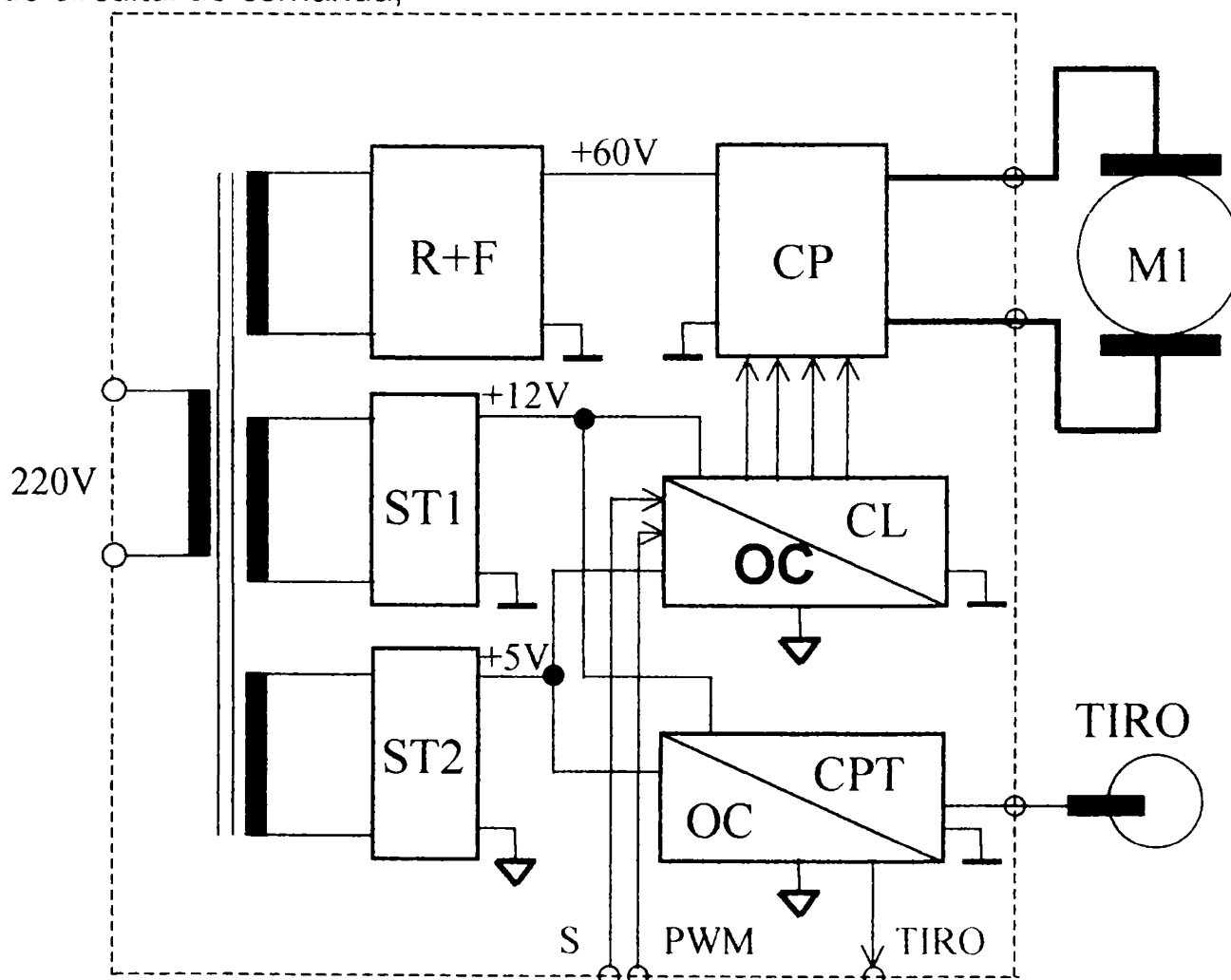


Figura 5.14.

CL = circuit logic pentru realizarea secvenței de comandă necesară punții;

CPT = circuit pentru procesarea semnalului furnizat de TIRO.

TIRO = traductor incremental optic.

Semnalele SENS și PWM sunt semnale de intrare în circuitul de alimentare a motorului M1 iar secundarul TIRO este semnal de ieșire.

Cu semnalul SENS se stabilește sensul de rotație a motorului iar cu semnalul PWM viteza acestuia.

Pentru alimentarea motoarelor de frânare M2 și M3 se utilizează două circuite de putere cu o structură asemănătoare circuitului folosit pentru antrenarea motorului M1. Schema bloc a acestor circuite este reprezentată în fig.5.15.

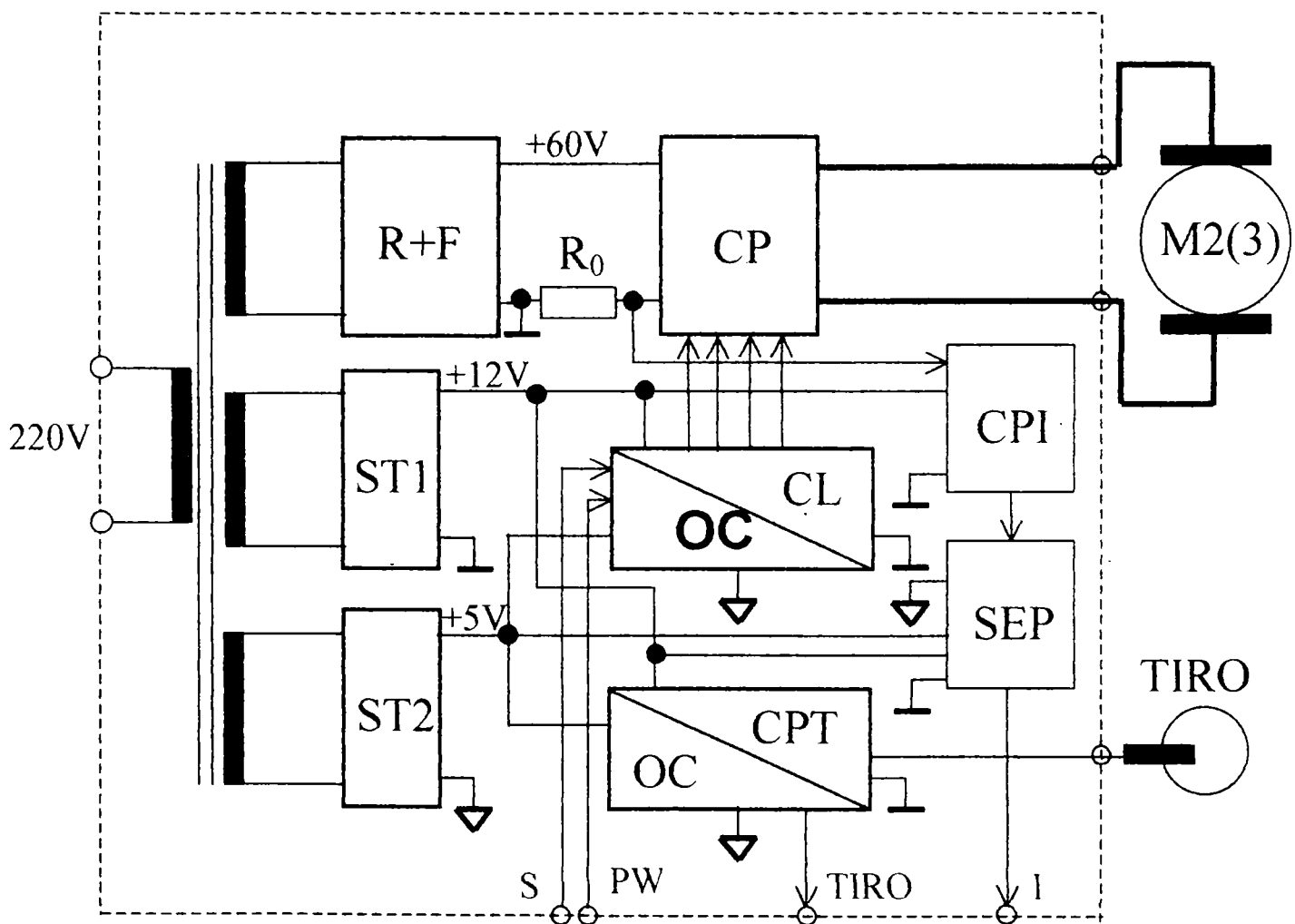


Figura 5.15.

Schemele diferă prin cele două blocuri utilizate pentru obținerea unei mărimi de reacție proporțională cu curentul absorbit de motor. Acestea sunt:

C.P.I. = circuit pentru procesarea curentului;

S.E.P. = separare galvanică (nu neapărat optocuplor).

Semnalele SENS și PWM pentru fiecare modul sunt generate de către un sistem central de comandă realizat cu un microcontroler 80C552. Acestea prelucrează semnalele TIRO și I și realizează buclele de reglare a turației pentru motorul principal M1 și a cuplului pentru motoarele de frânare M2 și M3.

Sistemul de comandă poate comunica printr-o interfață serială RS232 cu calculatorul PC, pe monitorul căruia se afișează:

- ◆ valorile prescrise ale turației motorului principal M1 și a cuplurilor de frânare (motoarele M2 și M3);
- ◆ valorile citite ale turației motoarelor M2 și M3.

Mentținerea la valori constante a turației motorului de antrenare (M1) în timpul încărcării fusurilor (funcționării în sarcină a transmisiei) asigură corectitudinea măsurărilor.

Pretensionarea transmisiei de bază se face prin deplasarea motorului M1 pe un cărucior cu role (5), tensionarea curelei fiind controlată cu ajutorul dinamometrului central (poz.7, fig.5.13).

5.4.3. Studiul capacității de tracțiune.

În vederea determinării alunecării elastice și a capacității de tracțiune este necesară măsurarea turațiilor celor trei motoare și a intensității curenților motoarelor utilizate pentru frânare I_2 și I_3 , știind că între cuplul dezvoltat de motor și curent există următoarea relație:

$$M = k \cdot \Phi \cdot I = K_1 \cdot I \quad (5.25)$$

Valoarea curentului se modifică prin tensiunea de alimentare.

Mărimile prescrise sunt:

$$n_m = n_1$$

$$i_{1,2}(M_{r,2,3})$$

Mărimile măsurate sunt:

$$n_m = n_1$$

$$n_2, n_3$$

Programul experimental cuprinde următoarele faze:

- a) montarea transmisiei și instalarea forței de tensionare în repaus;
- b) demarajul în gol / sarcină al transmisiei, etapă în care se verifică sincronismul cinematic;
- c) determinarea funcției alunecării elastice în funcție de coeficientul de tracțiune $\varphi = F_t / 2F_0$, pentru fiecare nivel de pretensionare;

d) evaluarea randamentului T.T. propriu-zise

5.4.4. Montarea transmisiei și instalarea forței de tensionare

comportă două etape:

1. Montarea curelei pe transmisia de bază. În această etapă rolele presoare sunt îndepărtate. Pretensionarea curelei se face prin deplasarea căruciorului (poz.5) cu ajutorul dispozitivului cu șurub (poz.8). Verificarea tensionării se face cu ajutorul dinamometrului central (7).

Întrucât pe stand se încearcă simularea funcționării fusurilor în condițiile de pe mașina reală, pentru determinarea forței de pretensionare a T.B. se pornește de la puterea și momentul transmise de un fus pe mașina reală. Cu ajutorul relațiilor :

$$\begin{aligned}
 P_m &= c_1 \sum_{j=1}^n P_j \cong c_1 \cdot n \cdot P_j \\
 F_t &= \sum_{j=1}^n F_{tj} \\
 F_{tj} &= \frac{2T_j}{d_j} \\
 T_j &= \frac{P_j}{\omega_j}
 \end{aligned}
 \tag{5.26}$$

în care:

$c_1 = 1,1$ – reprezintă coeficientul de regim;

$n = 200$ – reprezintă numărul consumatorilor tangențiali;

$P_m = 7 \cdot 10^3 \text{W}$ – reprezintă puterea necesară antrenării fusurilor;

$d_j = 30 \cdot 10^{-3} \text{m}$ – reprezintă diametrul fusului (roții tangențiale);

$\omega_j = \pi \cdot n_j / 30 = 20 \cdot 10^4 \cdot \frac{\pi}{30}$ – reprezintă frecvența de rotație a fusului,

rezultă un moment de torsiune tehnologic $T_j = 0,0167 \text{ Nm}$, respectiv, o forță tangențială $F_{tj} = 1,11 \text{ N}$.

Întrucât standul realizat nu permite funcționarea în sarcină la turații ale fuselor mai mari de 3000 rot/min, în scopul protejării acestora, se stabilesc trepte de pretensionare a transmisiei de bază astfel încât momentul de torsiune transmis de fus să fie cuprins în intervalul: $T_j \in [0,7; 1,5] T_{j, \text{tehnologic}}$.

Pentru diferite valori ale forței tangențiale transmise de un fus tangențial, forța de pretensionare se determină din sistemul de ecuații:

$$\begin{aligned}
 F_1^* - F_2^* &= F_t \\
 F_1^* + F_2^* &= 2F_0^* \\
 F_1^* &= F_2^* \cdot e^{\mu\beta\alpha}
 \end{aligned}
 \tag{5.27}$$

în care:

μ - coeficientul de frecare determinat experimental;

$\beta_{al} = 0,8$; $\beta = 1,653096$ [rad] reprezintă unghiul de alunecare a curelei pe roata motoare, determinat conform fig.5.2 și relațiilor "Calculul unghiului β_1 " din Anexa 5.

2. A doua etapă constă în reglarea apăsării arcului rolei. Aceasta se realizează pe baza schemei de montaj, fig.4.9, a relației 4.12, a diagramei de etalonare a rolei presoare (Fig.5.3. Anexa 5) și a forței de apăsare necesare, determinată cu relația :

$$F_{Noif} = \frac{2,2 \cdot F_t}{n} \quad (5.28)$$

Mărimile calculate pe baza relațiilor de mai sus sunt prezentate în tab.5.4 Anexa 5 unde $n = 2 = \text{nr. consumatorilor tangențiali}$.

5.4.5. Rezultate experimentale

Scopul încercărilor experimentale pe standul executat a fost ridicarea familiei de curbe cunoscute sub denumirea de "caracteristici de tracțiune". Încercările, efectuate pentru diferite regimuri de funcționare, au scos în evidență următoarele aspecte:

a). pentru toate cazurile analizate, coeficientul de alunecare elastică prezintă variația tipică transmisiilor prin curele;

b). pentru toate cazurile analizate, fuzele / consumatorii tangențiali funcționează independent unele față de altele. După cum se observă din fig.1; 2; 18; 20, pentru apăsări egale pe fuzel și din fig. 9; 10, 11; 12; 13, pentru apăsări diferite pe fusuri, alura curbelor de tracțiune nu este influențată de funcționarea fusului vecin, cuprinzând aici și cazul staționării fusului. Pentru exemplificare, în fig.4 se prezintă curba de tracțiune pentru fusul 3 în timp ce fusul 2 este în repaus prin absența forței de apăsare;

c). domeniul optim de funcționare se situează în jurul valorii $\varphi \approx 0,4$;

d). pentru creșteri ale forței de apăsare se observă o creștere a alunecării elastice (fig.4; 6; 7; 8; 9; 14; 17; 18) și o scădere a randamentului;

e). crearea unghiului de înfășurare pe consumatorul tangențial / fus se realizează concomitent cu forța de apăsare exercitată de rola presoare.

În concluzie, funcționarea T.T. propriu-zise are loc după / prin respectarea legilor lui Euler (după modelul eulerian de frecare), fapt dovedit de alura caracteristicii de tracțiune.

Fiecare post funcționează independent, alunecările elastice și randamentul depinzând strict de forța de apăsare a rolei presoare. Tensionarea transmisiei de bază nu modifică semnificativ aceste curbe.

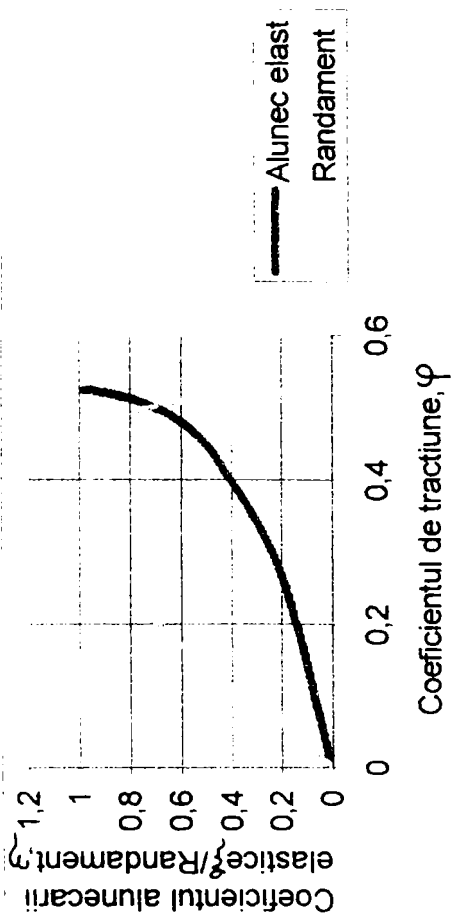


Fig.5.16. Fus 2, nM=150rot/min, F02=4,71 N=nec, s2=s3=4,5mm, F0TB=36,1 N

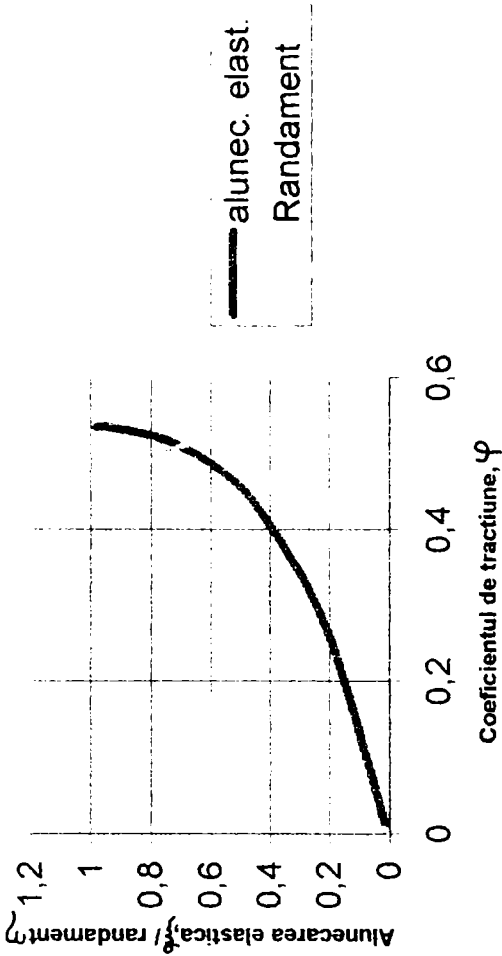


Fig.5.17. Fus3, nM=150rot/min, F0TB=36,1 N, F03=4,71=nec, s2=s3=4,5mm

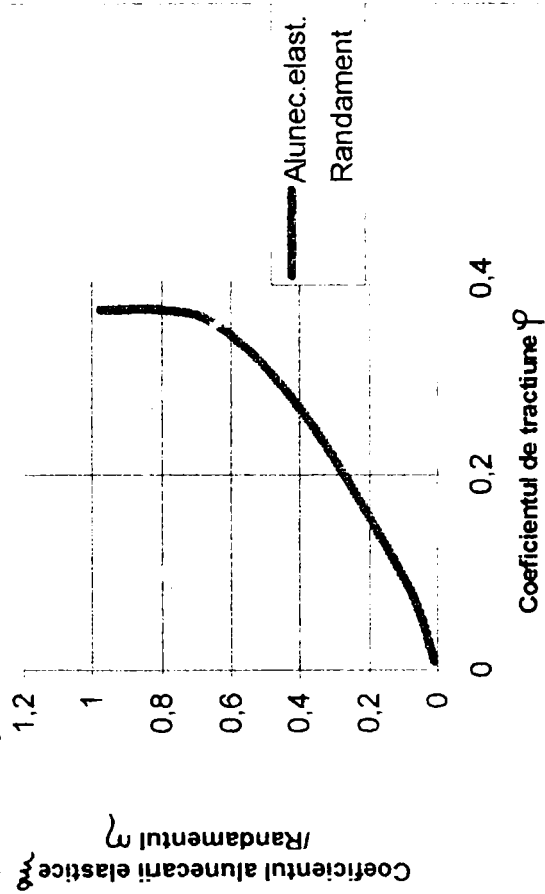


Fig.5.18. Fus3, nM=370rot/min, s3=4,3, F03=5,31N>nec, F0TB=26,93N

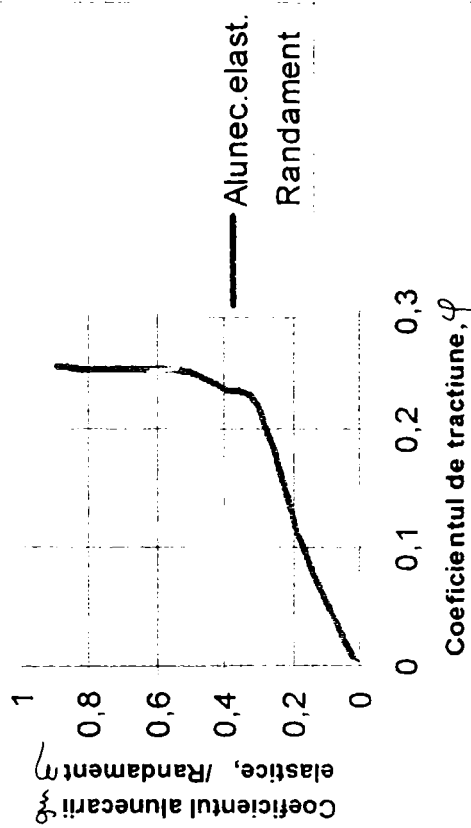


Fig.5.19 Fusul 3, nM=918 rot/min, F0TB=26.93 N s3=4.5 mm, F03=5.31 N>nec

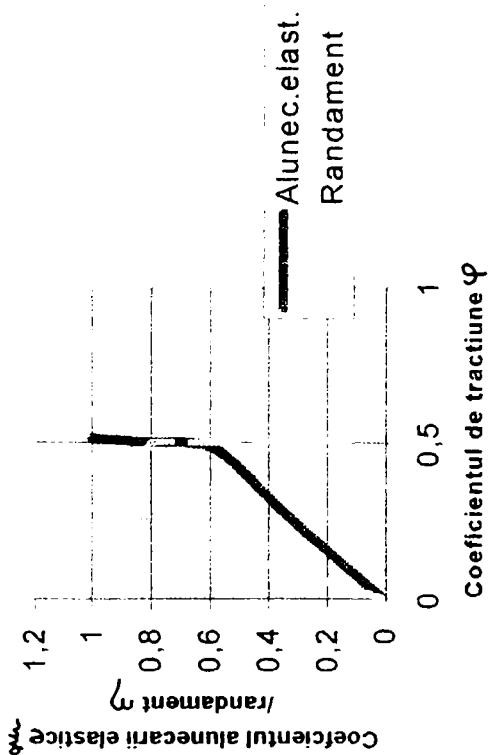


Fig.5.20 nM=918 rot/min, fus2.FOTB=44.64N, F02=6.43N > nec, s24.6=mm

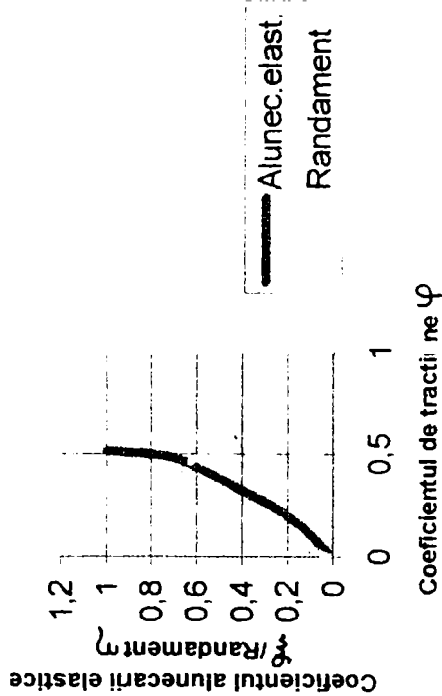


Fig.5.22. Fus 2, nM=918rot/min, F0TB=44.64 N, F02=6.43N > nec, F03=nec

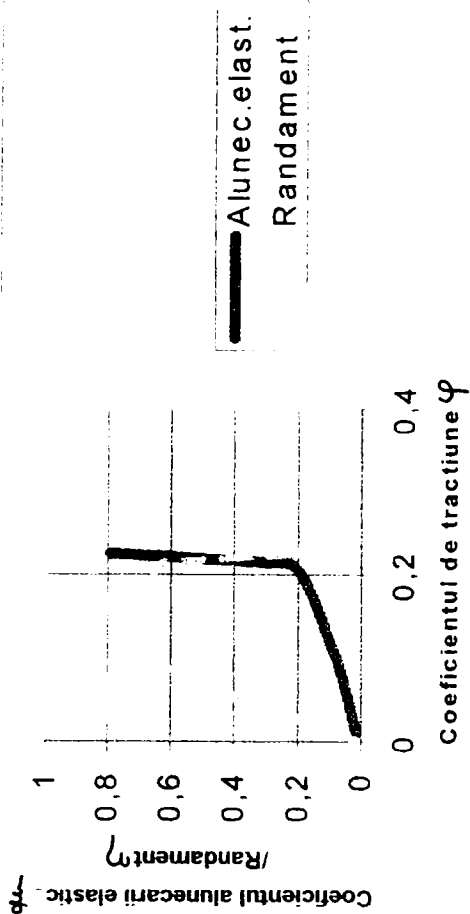


Fig.5.21 fus 3, nM=918rot/min, s3=46FO =5.3 N < nec, F0TB=44.64N

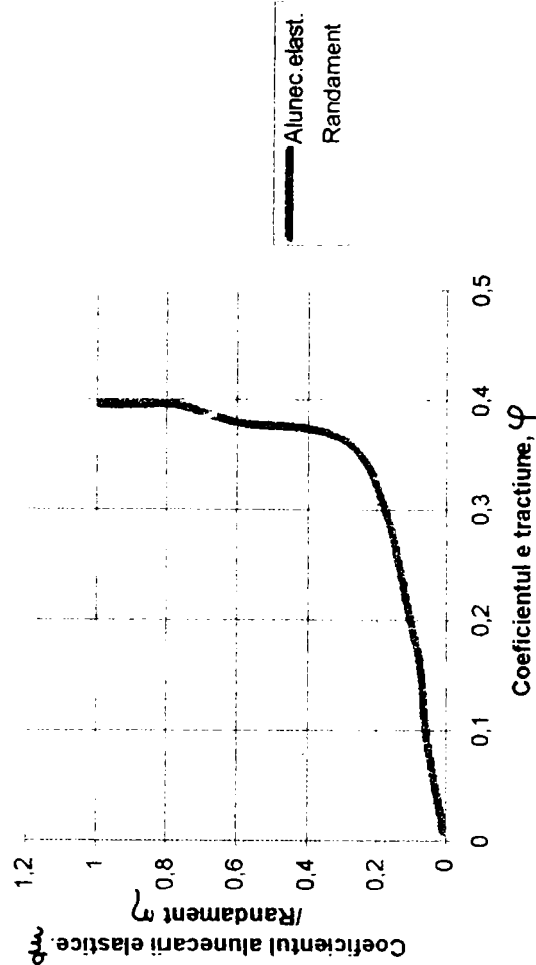


Fig.5.23. nM=918rot/min, F0TB=44.64 N, F03=5.81 =nec

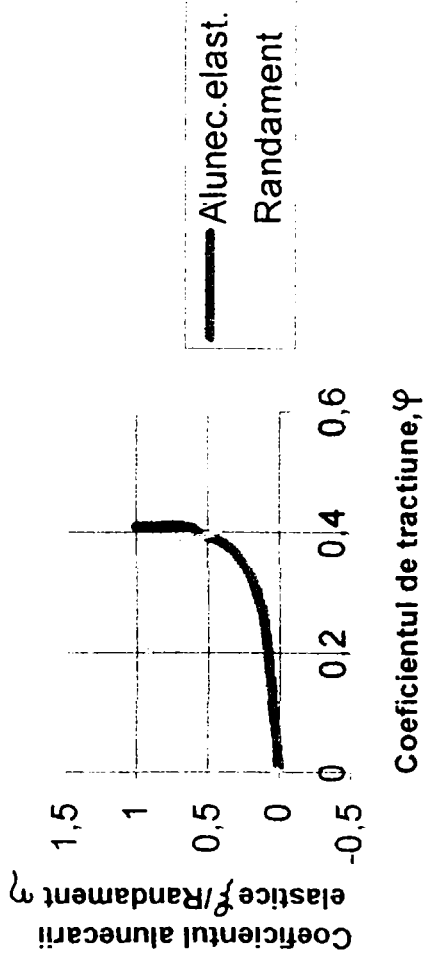


Fig.5.24. Fus 3, nM=750rot/min, F0TB=44.64N, F03=5.81,N

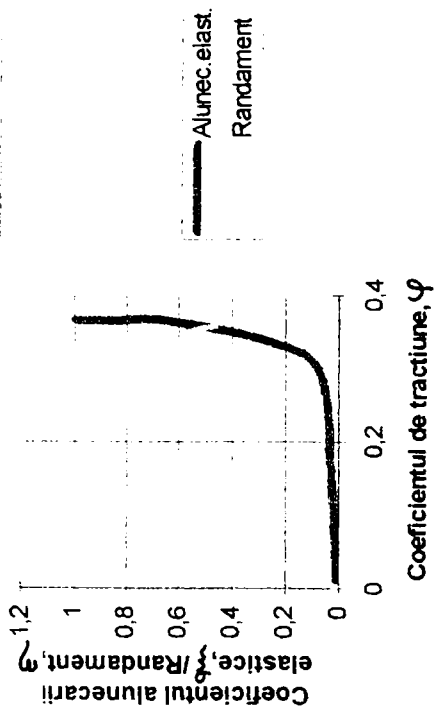


Fig.5.25. nM=670 rot/min, F0TB=44.64 N, F03=5.81=nec
F02=7.1 >nec

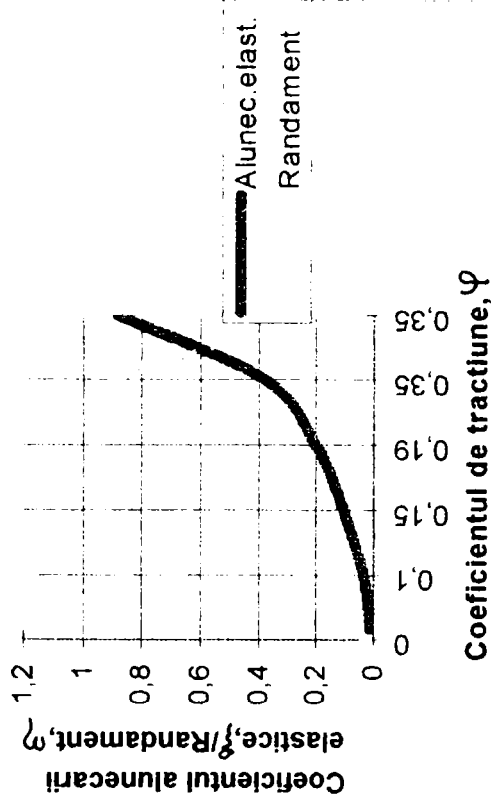


Fig.5.26. nM=780, F0TB=44.64 N, F03=5.81
N F0207,1 N

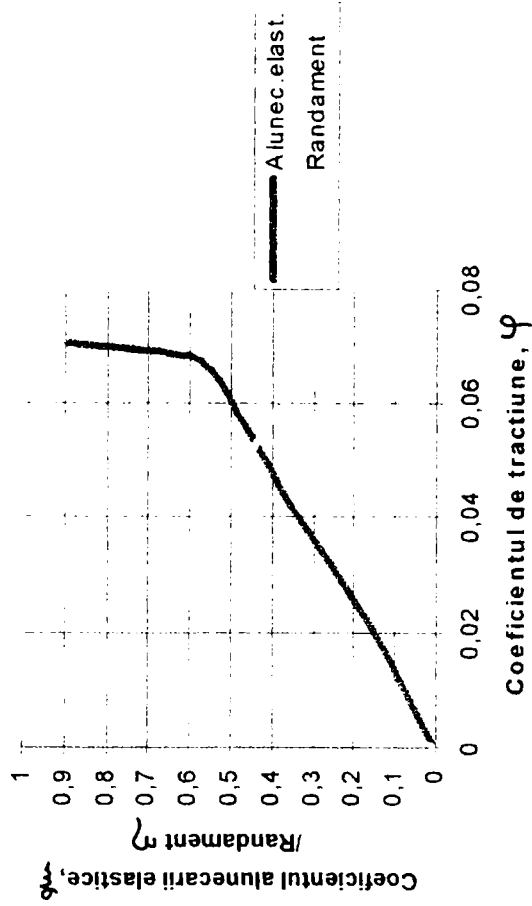


Fig.5.27. Fus 3, nM=140rot/min, F0TB=56.76 N,
F03=16 N >>nec F02<F02nec

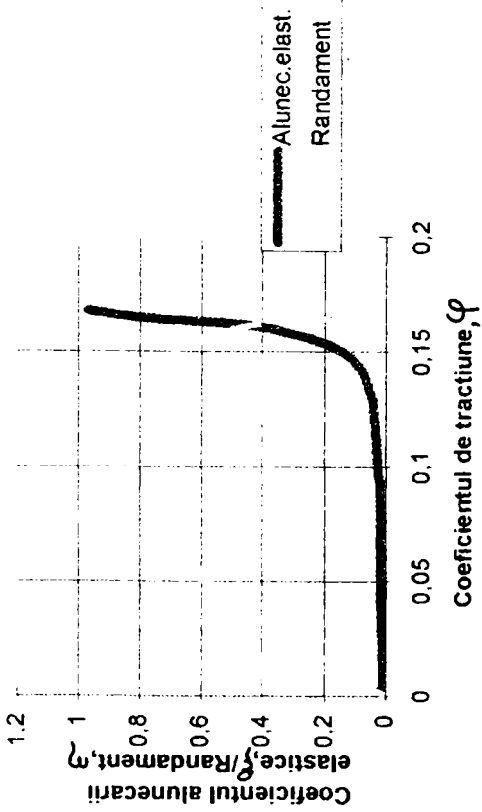


Fig5.28. nM=140 rot/min, Fus3, F0TB=56.76 N,
F03=7.39 N=nec, F02<nec

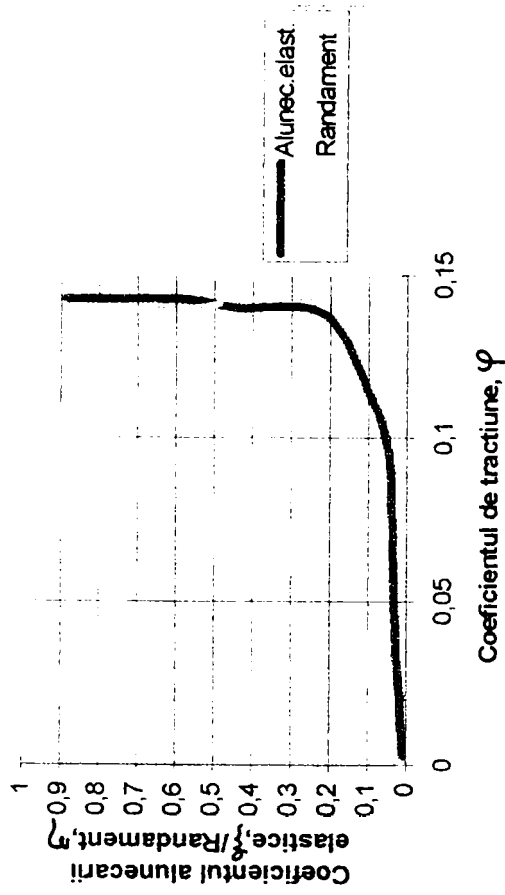


Fig.5.29. Fus 3nM=350rot/min, F0TB=56.76 N, F03=7.39
N=nec, F02 <nec

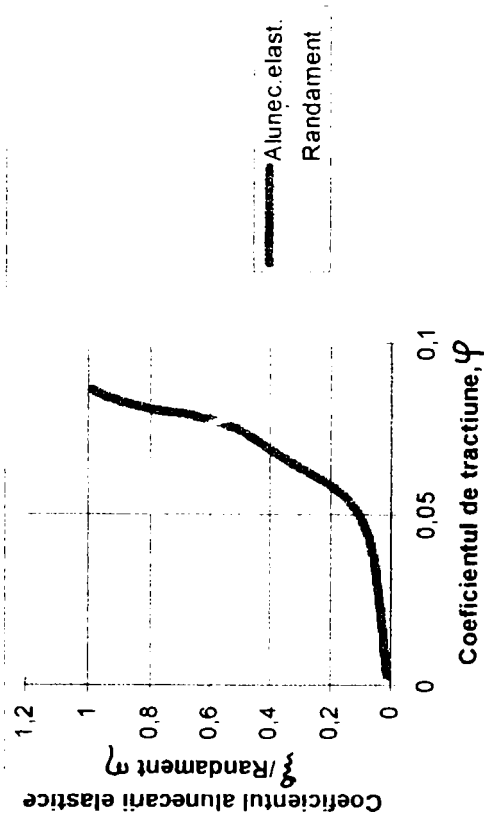


Fig.5.30. nM=900 rot/min, F0TB=56.76 N,
F03=8.87N >nec., F02<nec

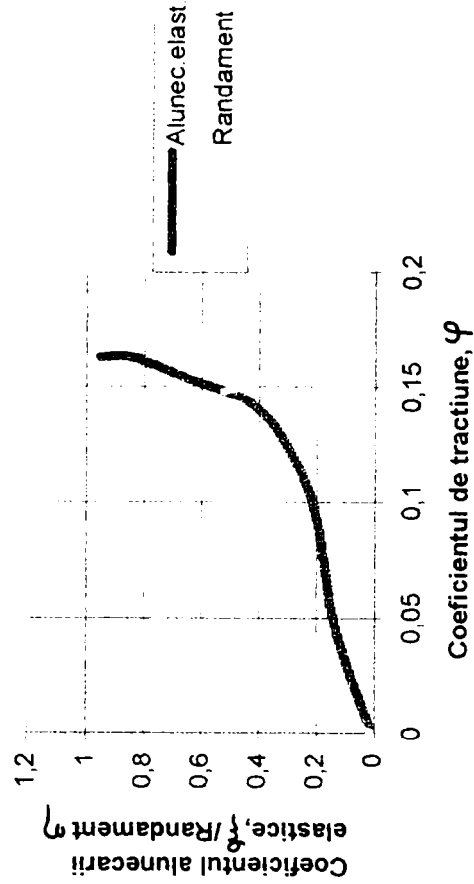


Fig.5.31. nM=900rot/min, F0TB=56.76 N, F03=F02=
7.39 N=nec

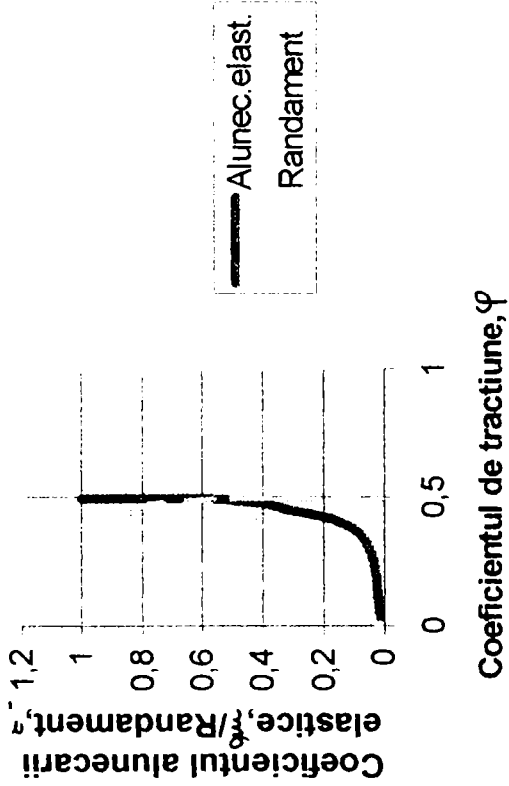


Fig.5.32. Fus 2, $nM=427$ rot/min, $FOTB=56,76$ N, $F02=F03=7,39$ =nec.

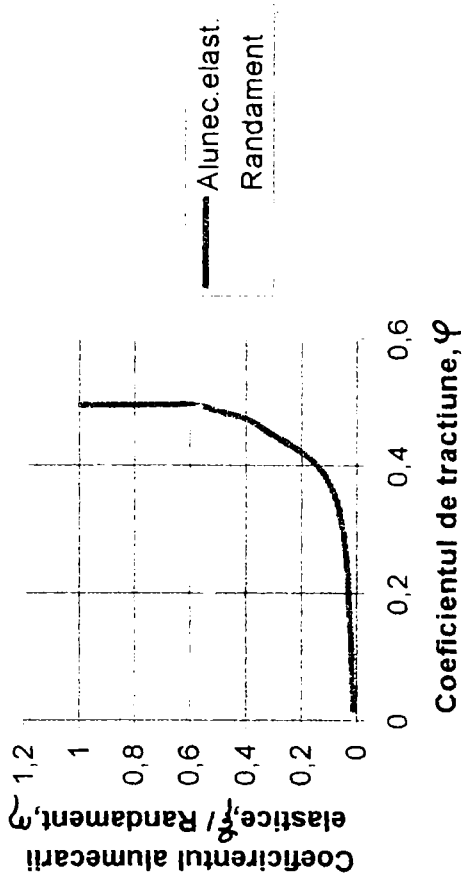


Fig.5.33. Fus 3, $nM=427$ rot/min, $FOTB=56,76$ N, $F02=F03=7,39$ N=nec

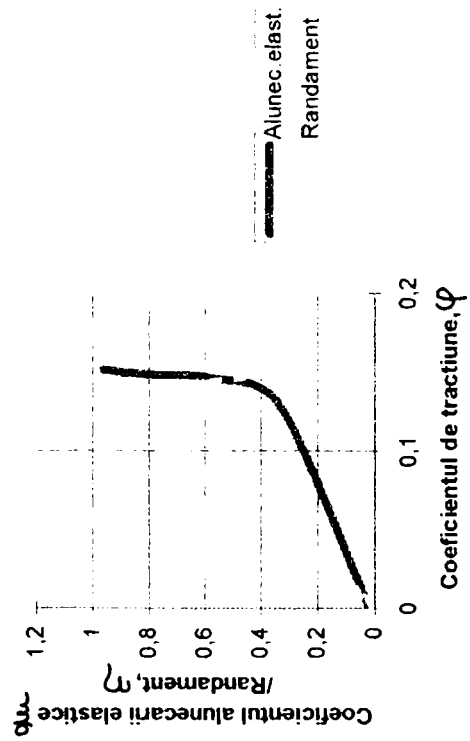


Fig.5.34. $nM=9$, $FOTB=56.76$ N $F03=20$ N $>$ nec.

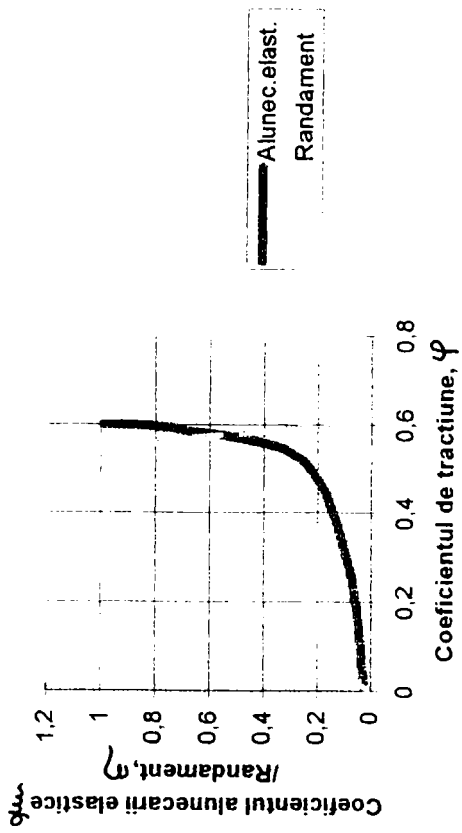


Fig.5.36 nM=900rot/min, F_{us3},F_{0TB}=68.56 N,
F₀₃=F₀₂=8.59 N

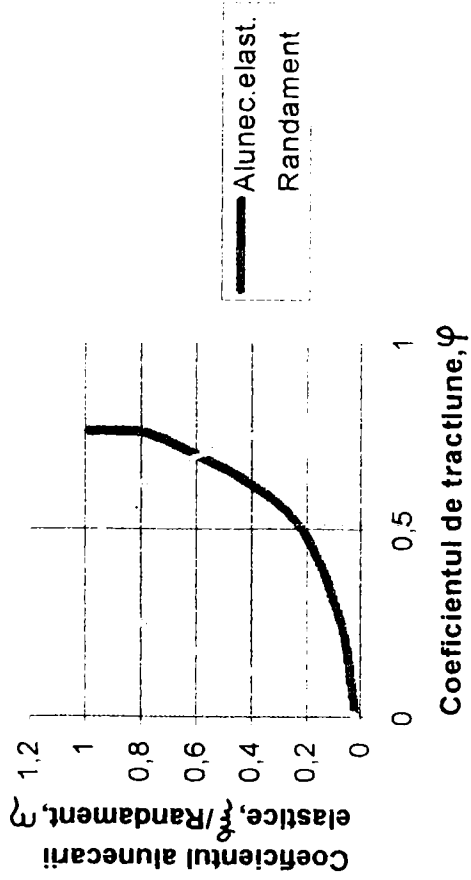


Fig.5.35 Fus 2, nM=900 rot./min, F_{0TB}=68,87 N,
F₀₂=F₀₃=8,59 N

Capitolul 6

CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE.

- ◆ S-a făcut o analiză exhaustivă asupra T.T.E.F. evidențiindu-se rolul, structura, performanțele precum și locul pe care aceasta îl ocupă în industrie și sfera serviciilor (industria textilă și sortarea corespondenței).
- ◆ Pe baza analizei efectuate au fost evidențiate motivele de natură tehnică și economică determinante pentru optimizarea funcționării T.T.E.F.
- ◆ Prin analizarea structurii T.T.E.F., se relevă condițiile constructive și funcționale pe care trebuie să le îndeplinească transmisiile componente pentru realizarea unui optim funcțional al ansamblului.
- ◆ Se motivează superioritatea antrenării mașinilor textile prin T.T.E.F. față de acționarea individuală a fusurilor / consumatorilor tangențiali.
- ◆ S-au sintetizat informațiile bibliografice referitoare la T.T.E.F.
- ◆ În urma studiului bibliografic și teoretic efectuat s-au indicat lacunele în cercetarea actuală și direcțiile posibile de cercetare.
- ◆ Pe baza analizării surselor bibliografice constând din: tratate de organe de mașini, tratate de filatură și utilaj pentru filatură, articole din reviste de utilaj textil și unele cataloage ale firmelor producătoare de curele tangențiale s-au sistematizat cele mai reprezentative variante de T.T.E.F. existente și s-a făcut o clasificare a lor. De asemenea s-a evidențiat faptul că, în pofida răspândirii largi a T.T.E.F., literatura de specialitate oferă puține date despre aceasta.
- ◆ Clasificarea întocmită pentru T.T.E.F. a permis:
 - analiza constructivă a acesteia, utilă studiului, în sensul că toate variantele existente prezintă un sistem funcțional alcătuit din două transmisii cu funcționare intercondiționată;

- evidențierea modului de tensionare pentru fiecare transmisie componentă în parte, necesar tensionării inițiale a ansamblului (T.T.E.F.);
- indicarea domeniului de utilizare pentru fiecare soluție constructivă în parte.
- ◆ S-a făcut o analiză detaliată asupra naturii transferului energetic. Aceasta a relevat faptul că soluțiile constructive aplicate în prezent la antrenarea prin "contact tangențial" sunt acelea care realizează un unghi de înfășurare $\Delta\beta \neq 0$ sau > 0 a curelei pe roata antrenată. Soluțiile cu $\beta \cong 0$ sunt dificil de realizat fie datorită flexibilității curelei, fie datorită condițiilor deosebit de dezavantajoase pentru funcționarea acestora, conducând la distrugerea ei rapidă. Cu toate că soluțiile constructive și caracterul flexibil al elementului intermediar par să conducă spre modelul Eulerian, natura contactului cu frecare în cazul T.T.E.F. rămâne o problemă deschisă.
- ◆ S-a analizat modelul mecanic al funcționării transmisiei mecanice cu element flexibil cu metodele cunoscute de la transmisiile obișnuite prin curele late și s-a reținut concluzia că forța activă din ramurile curelei depinde exclusiv de natura coeficientului de frecare μ .
- ◆ În scopul găsirii metodelor de optimizare a performanțelor T.T.E.F., s-a făcut o analiză amănunțită a pierderilor energetice și a randamentului unei transmisii prin curea cu ramuri deschise, cu a și L_p var. Aceasta a scos în evidență faptul că ansamblul pierderilor energetice din transmisiile prin curele depinde de:
 - forța tangențială;
 - diametrul roții de curea;
 - proprietățile mecanice ale materialului curelei;
 - viteza curelei;
 - tensionarea inițială.
- ◆ S-a realizat studiul stării de efort din ramurile T.T.E.F. și s-a stabilit modelul de calcul pentru eforturile active din ramurile transmisiei și implicit posibilitatea de evaluare a momentului motor pentru un număr n bine determinat de consumatori.
- ◆ Din studiul comparativ al T.T.E.F. cu transmisia cu consumatori multipli s-a desprins concluzia că prima (T.T.E.F.) nu poate funcționa decât în cazul asigurării unui unghi de înfășurare $\beta_j > 0$ pe roțile tangențiale.
- ◆ În capitolul consacrat teoriei construcției și funcționării T.T.E.F. au fost abordate:

- a) aspecte constructive referitoare la cureaua tangențială, roțile de curea (materiale, soluție constructivă), transmisia de bază;
 - b) principiile de dimensionare și verificare a rezistenței curelei, cuprinzând:
 - cinetostatica transmisiei;
 - dimensionarea efectivă a transmisiei;
 - verificarea rezistenței curelei;
 - c) geometria transmisiei.
- ◆ Pe baza principiilor de dimensionare și verificare a rezistenței curelei și a observațiilor privind geometria transmisiei a fost întocmit un algoritm de calcul, adaptabil calculului automatizat. Algoritm de calcul propus a necesitat restructurarea metodei clasice de calcul și a bazei de date. Se propune dimensionarea directă a ansamblului transmisiei și verificarea pas cu pas a satisfacerii restricțiilor datorate corelărilor impuse prin reunirea celor două transmisii.
 - ◆ S-a prezentat (în fig.4.17) schema bloc a calculului de dimensionare și verificare a T.T.E.F. Aceasta cuprinde subrutinele:
 - **“PRELIM”** (fig. 4.18) consacrată preliminarilor parametrilor determinanți, alegerii motorului și profilului de curea;
 - **“GEOM”** (fig. 4.19) pentru determinarea diametrului roții motoare d_1 , a distanței dintre axe a transmisiei de bază, a , și a lungimii curelei în funcție de varianta / soluția constructivă aleasă;
 - **“DIMENS”** (fig. 4.20) consacrată determinării lățimii, grosimii și ariei curelei, a forței tangențiale transmise de un consumator tangențial;
 - **“VEREZ”** (fig. 4.21) consacrată verificării rezistenței curelei și determinării forței de apăsare pe fus.
 - ◆ Pe baza ordinogramelor prezentate, se pot determina dimensiunile principale ale T.T.E.F. și reglajul inițial (fig.4.17).
 - ◆ S-au efectuat cercetări experimentale asupra curelei (modul de elasticitate longitudinal), asupra cuplei tribologice roată-curea, asupra capacității de tracțiune și asupra randamentului sub sarcină.
 - ◆ S-a conceput și construit (în două variante) un stand specializat pentru studiul capacității de tracțiune sub sarcină. În prima variantă, momentul rezistent a fost simulat prin variația momentului de frecare într-un rulment

radial cu bile fixat pe fus / consumatorul tangențial. Măsurarea momentului rezistent s-a efectuat pe cale tensometrică.

- ◆ Întrucât nu s-au obținut suficiente trepte de variație a momentului, s-a conceput și realizat în colaborare cu un colectiv de la Catedra de Electronică Aplicată a Universității "Politehnica" din Timișoara, un sistem de reglare a turației motorului principal de acționare și de menținere a ei la valoarea aleasă.
- ◆ În urma încercărilor experimentale s-a ridicat familia de curbe cunoscute sub denumirea de "**caracteristicile de tracțiune**", pentru diferite regimuri de funcționare (fig.5.16.....5.36)
- ◆ Rezultatele obținute au relevat următoarele:
 - pentru toate cazurile, coeficientul de alunecare elastică prezintă o variație tipică transmisiilor prin curele;
 - consumatorii funcționează independent unii de alții;
 - alunecările elastice și randamentul depind strict de forța de apăsare.
- ◆ În urma studiului teoretic și experimental s-a concluzionat că, pentru optimizarea funcționării T.T.E.F. este necesar să se acționeze asupra:
 - caracteristicilor mecanice ale curelei (E_t ridicat);
 - caracteristicilor tribologice ale curelei (μ ridicat);
 - reglării forței de apăsare a rolei presoare.

BIBLIOGRAFIE

- [A1] ANDREEV, A., V., - Peredacia treniem Moskva, Maşinostroenie 1978
- [A2] ARAPOV, A.N. - Încercarea curelelor de transmisie plate confecţionate din materiale noi. In: STANKI INSTRUMENT, nr.8, p.22-23, F.RUSĂ, 1992.
- [B1] BARBU, I., BUCEVSHI, A., MARINCAŞ, A., CRISTEA, M., Filatura de bumbac. Ed. Universităţii "Aurel Vlaicu" Arad 1997
- [B2] BOLEANȚU, I., Rezistenţa materialelor, vol.I, Lito IPT, 1973.
- [B3] BORN, H., R., Vergleichende Einsatz möglichkeitem von Flach und Keilriemen Satte Traction, K.E.M., nov. 1992, p.113 - 114.
- [B4] BOŞIAN, O., GHEORGHIU, N.,- Stabilirea experimentală a modulului de elasticitate la întindere şi încovoiere pentru curelele trapezoidale fabricate în R.S.R. In Buletinul I.P.T., 7/1962 p.101 - 114
- [B5] BUDESCU, M.,ş. a., Încercarea materialelor, vol. II, Editura tehnică, Bucureşti, 1982.
- [B6] BUZDUGAN, GH., Rezistenţa materialelor. Ed. Tehnică, 1971.
- [B7] BUZDUGAN, GH., ş.a., Manualul inginerului, vol. II, Editura tehnică, Bucureşti, 1966.
- [C1] CIOCÂRDIA, C., UNGUREANU, I., Bazele cercetării experimentale în tehnologia construcţiilor de maşini. E.D.P., Bucureşti, 1979.
- [D1] DRĂGHICI, I. ş. a, Calculul şi construcţia cuplajelor. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1978.
- [D2] DODOC, P., Metode şi mijloace de măsurare moderne în mecanica fină şi construcţia de maşini. Ed. tehnică, Bucureşti, 1978.
- [D3] DINKINA, S.I.- Noi curele de transmisie pentru acţionarea maşinilor de filat BD-200. In: TEKST.PROM-STI, nr.12, p.73-75, URSS, 1975.
- [D4] DROZILOV, G.V., USAKOVA, K.N.-Un experiment de adaptare a maşinilor cu fuse cu torsiune dublă. In: TEKSTILNAJA PROMYALENNOSTI, nr.1, p.34-35, URSS, 1989.
- [F1] FEIMER, I., Contribuţii teoretice şi experimentale la studiul uzurii curelelor trapezoidale late pentru variatoare. Teza de doctorat. Facultatea de mecanică, I.P.T. 1976.

- [G1] GAFIȚANU, M., ș. a., Organe de mașini, vol. II, Ed. tehnică, 1986.
- [G2] GHEORGHIU, N., Transmisii prin curele trapezoidale. Contribuții la studiul teoretic și experimental al capacității de tracțiune. Teza de doctorat. Facultatea de Mecanică. I.P.T., 1969.
- [G3] GHEORGHIU, N., FEIMER, I., Asupra coeficientului de frecare la transmisiile prin curele trapezoidale. In Buletinul I.P.T., 1966, p. 335 - 344.
- [G4] GHEORGHIU, N., FEIMER, I., Asupra sistemelor de încercare a transmisiilor prin frecare cu element flexibil. În Buletinul I.P.T. nr. 9/1964, pag. 399 - 407.
- [G5] GHEORGHIU, N.S, IONESCU, N., Organe de mașini I, transmisii mecanice, IPTVT, Timișoara, 1978.
- [G6] GHEORGHIU, N.S, IONESCU, I., **JULA, M.**, Stand pentru încercarea în sarcină a transmisiilor tangențiale Proceedings of the Scientific Communications Meeting of "Aurel Vlaicu" University. Third edition, Arad, 16th-17th of May 1996.
- [G7] GHEORGHIU, N.S, ș.a. Transmisii mecanice. Proiectare Ed. Felix 1997
- [G8] GHEORGHIU, N.S, ș.a. - Sistematizarea controlului tensionării inițiale la transmisiile prin curele PRASIC'82, vol. II, p.233 - 238.
- [G9] GHEORGHIU, N.S., IONESCU, N. - Remarques sur les transmissions par courroie a consommateurs multiples, Buletinul științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, Tom 42 (56), Mecanica, 1997, p.143-147.
- [G10] GHEORGHIU, N.S, **JULA, M.**, Algoritm de calcul destinat transmisiei tangențiale. Proceedings of the Scientific Communications Meeting of "Aurel Vlaicu" University. Third edition, Arad, 16th-17th of May 1996.
- [G11] GUSEV, B.N. - Aparate noi pentru măsurarea vitezei de rotație a fuselor. In: TEKSTILNAJA PROMYSLENNOSTI, nr.1, p.60-61, URSS, 1989.
- [G12] GREBENKIN, V., Z., FUCS, A., I., Opredelenie Izbibayushchikh momentov v remne privoda krutilnykh masin. Izvestia vuz-ov nr. 5 (72). Tehnologia Tekstil'noi promyshlennosti 1969.
- [H1] HABERHAUER, H, BODENSTEIN, F, Maschinenelemente : Gestaltung, Berechnung, Anwendung (Organe de mașini)- Berlin: Springer, 1996, XII.

- [H2] HARGHEL, L., ș.a. - Modelarea matematică a funcționării ansamblului cursor-inel rotativ în fazele de mișcare în regim tranzitoriu și în regim premanent. In: INDUSTRIA UȘOARĂ, Ro, vol.37, nr.3, p.103-107, 1986.
- [H3] HANGANU, L., Dispozitiv pentru antrenarea fuselor textile prin curea tangențială, București, 1991.
- [H4] HOBSON, G. Curele din materiale plastice. In: MASCHINE DESIGN, vol.59, nr.23, p.93-95, oct, 1987.
- [H5] HOSTIUC, Ș., RUSU, I :Organe de mașini, Iași : Universitatea Tehnică, 1994 (pe copertă, 1995).
- [H6] HOROVITZ, B., Contribuție la studiul durabilității curelelor trapezoidale. Teza de doctorat. Facultatea de Mecanică, I.P.T. 1966.
- [H7] HOROVITZ, B., Cercetări asupra durabilității curelelor trapezoidale. Institutul central de documentare tehnică, București, 1968.
- [H8] HOROVITZ, B., Studiul experimental al durabilității curelelor trapezoidale fabricate în R.P.R., în Buletinul științific I.P.T., serie nouă, tom.7(31), fasc.1, ianuarie - iunie 1962.
- [H9] HOROVITZ, B., ș.a - Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri, Editura Tehnică, București, 1971.
- [I1] IONESCU, N., Regimuri tranzitorii la transmisia prin curea tensionată automat. Teza de doctorat. Facultatea de mecanică, I.P.T., 1987.
- [I2] IONESCU, N., GHEORGHIU, N.,S., JULA, M., Corelații între geometria și cinetostatica transmisiei tangențiale prin curele. Al VI-lea Simpozion de Mecanisme și Transmisii Mecanice. U.T.T. octombrie 1992.
- [I3] IOSIFESCU, M. ș. a., Mică enciclopedie de statistică, Ed. științifică și enciclopedică, București, 1985.
- [I4] IHME, W. - Anwendung der Getriebelehre im Textilmaschinenbau, P VII, in Maschinenbau Technik, G.W., vol.26, nr.6 in 1977, p.249-252.
- [J1] JINESCU, V., V., Proprietățile fizice și termomecanica materialelor plastice, vol. I și II, Ed. tehnică, București, 1979.
- [J2] JOJUCA, P.- Dispozitiv de antrenare a fuselor mașinilor de filat și răsucit cu inele, București, 1982.
- [J3] JULA, M., Asupra transmisiilor tangențiale. Analele Universității din Oradea. Fascicola mecanică. Oradea 1992.
- [J4] JULA, M., Posibilități de măsurare a momentului rezistent la încercarea în sarcină a transmisiei tangențiale. M.T.M 1996.
- [K1] KNOPFLE, H. Cele mai importante elemente ale mașinii de texturat. Influențe și probleme. In Chemiefasern, GW, 1971, v.21, nr.2, p. 132-136, nr.3, p.195-199.

- [K2] KRAGELSKI, I., V., Friction, Wear, Lubrication. Tribology Handbook, vol. 3, Mir Publishers. Moscow 1982.
- [K3] KRAGELSKI, I., VINOGRADOVA, Koeficienti trenia, Maşghiz, Moskva, 1962.
- [K4] KAZUY, O., YASUSHI, K., Tribology in Belt System - Revolution and Power Characteristic of Spindle in Tangential Belt Drive System; în Journal of Japanese Society of Tribologists, 1998, 43(2) p. 161-165.
- [M1] MARINA, M. Maşini pentru filatură. U.T.T. 1992
- [M2] MĂDĂRAS, L., NICOARĂ, I., Bazele proiectării transmisiilor mecanice, Editura de Vest, Timişoara, 1996.
- [M3] MICU, C., ş.a., Aparate şi sisteme de măsurare în construcţia de maşini. Ed. tehnică, Bucureşti, 1980.
- [M4] MOLLE, R., Etudes experimentales relatives a la lubrification des paliers aux transmissions par courroies, a la production d' air comprimé, a la réalisation Automatismes, Tome II, nr.5, mai 1957.
- [M5] MOCANU, D., R., Încercarea materialelor, vol. 2 Ed. tehnică, Bucureşti, 1982
- [N1] NICULESCU, N., Filarea cu capăt liber, Editura tehnică, Bucureşti, 1983.
- [N2] G. NIEMANN, H. WINTER., Maschinenelemente, Band I, Springer – Verlag, Berlin, Heidelberg, 1975.
- [N3] NIESTROJ, H.- Sisteme de acţionare al maşinilor de filat. In: ANTRIEBSTECHNIK, GW, vol.16, nr.5, mai, p.281-185, 1977.
- [O1] OLTEANU, D., **JULA, M.**, Some experimental Results obtained for the Coefficient of Friction in Flat Belt Drives, în Revista Română de Mecanică Fină şi Optică, Supliment nr.2/1998.
- [P1] PAVELESCU, D., Tribotehnica, Ed. tehnică, Bucureşti, 1983.
- [P2] PEEKEN, H., ş.a - Vorspannungsmess vor fahren für Riemengetriebe und ihre Genauigkeit, in: Antriebstechnik, nr.9, 1989, p. 76 - 86.
- [P3] POPA, F.- Transmisie cu bandă pentru antrenarea fuselor la maşini de filat şi răsucit, Bucureşti, 1980.
- [P4] PILPENKO, O.N.-Determinarea încercării şi a dezechilibrului de mişcare în lanţul de acţionare a maşinilor de filat. In: IZV.VUZ:TEHNOL:TEKST:PROM-STI, nr.2, p.90-96, 1982
- [P5] POTSCHE, H.- Concepţii despre antrenarea maşinilor de înfăşurarea şi derulare în industria textilă. In: TEXTIL BETRIEB, GW, nr.4, apr., 1976.
- [P6] PRIVALOV, I., S., Necotorye Voprosy Issledovanya i Rasceta Krutilnykh Organov Tekstilnykh Masin în: Izvestia vuz-ov

- nr.5 (54) Tehnologya Tekstil'noi Promyshlennosti 1966.
- [R1] ROMANOV, M.,F., - Modificarea tensiunii în funcție de viteza liniară de înfășurare, în mecanismul de înfășurare fără fricțiune. In: IZV.VUZ:TEHNOLOGIA TEXTILN'NOJ PROMMISLENNOSTI, nr.2, p.77-79, URSS, 1989.
- [R2] RUMȘINSKI, L., R., Prelucrarea matematică a datelor experimentale. București, 1974.
- [R3] RĂDULESCU, Gh., ș. a., Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. III, Ed. tehnică, 1986
- [S1] SĂLĂGEAN, T., ș. a. Aplicații ale statisticii în domeniul construcției de mașini. Lito. I.P.T.V.T.,1987.
- [S2] STEIN, H., ș.a. utilizarea tehnicii măsurării pentru determinarea modului de acționare a fuselor cu coroană la mașini de filat și răsucit cu inele (III). In. Melliand Textilberichte, GW, 1970, v.51, nr.4, p.385-399.
- [S3] SVETLIŢKI, V., A., Peredaci s ghibkoi sviazii. Teoria rascet, Maskva, Izv. Masinostroenie, 1967.
- [S4] SKACH, K.M., - Comportarea la vibrații a fuselor. In TEXTILE MASCHINEN ACCESSORIES, II, nr.2, p.13-18, 1973.
- [S5] SKACH, K.M., - Tehnica prelucrării informațiilor, Curs, Ediția I, IP"Traian Vuia", Timișoara, Facultatea de Mecanică, 1985.
- [S6] SUMAEV, V.,V., - Cercetarea rezistenței curelei perforate prin metoda elementelor finite. In: IZV.VUZ. MASINOSTROENE, nr.10, p.24-28, F.RUSĂ, 1991.
- [T1] TUDOR, A., ș.a., Durabilitatea și fiabilitatea transmisiilor mecanice. Ed. tehnică, București, 1988.
- [T2] TAȘCĂU, V., ș.a., Manualul inginerului textilist, Editura tehnică, București, 1959.
- [T3] TOLCACEV, E.,A., - Reglarea optimă cu dispozitiv electro-mecanic a mecanismelor de înfășurare la mașinile de filat. In: IZV.VUZ. TECHNOLOG. TEKS.PROMMISLENNOSTI ,nr.6, p.97-99, URSS, 1978.
- [V1] VAICUM, A., Studiul reologic al corpurilor solide. București, Ed. academiei,1978
- [V2] VILCU, M., PIROI, C., CARAIMAN,M. - Calcule cinematice și tehnologice pe utilaje din filatură, Iași: Satya, 1997.

CATALOAGE

- *** Catalogul firmei VIS
- *** Catalogul firmei Siegling
- *** Catalogul firmei HABASIT
- *** SELLEZOINE TESSILE, I, Mașini de texturat. P. a II-a, v.13, nr.6, p.21-32, 1973.

<http://www.Habasitusa.com/products/armid.htm>

<http://www.Lycos.com/>

<http://www.dn.Lycos.com/Sciene/Technology>

<http://www.vsdnet.Com/index.Html>

<http://www.vsdnet.Com/Rapplon.htm>

<http://www.ashlon-india.Com/coriamid.htm>

<http://www.planetquake.Com/tangential/Main.html>

STANDARDE

STAS 6300 - 64; Atmosfere standard de condiționare, încercare și referință.

ANEXE

File

Coeficientul de regim $c_2 \equiv k_A$

Tabelul 1

Tipul mașinii	Coeficientul de regim
Ring de filat Mașini de filat cu capăt liber	1,0
Mașini de filat Mașini de texturat	1,1
Mașini textile care funcționează în condiții grele	1,2 - 1,3

Coeficientul unghiului de înfășurare c_β

Tabelul 2

$\beta [^\circ]$	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220
c_β	1,18	1,14	1,09	1,06	1,03	1,0	0,98	0,98	0,94	0,92

Coeficientul de corecție a tensionării c_T

Tabelul 3

β	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
10TA	61	58	56	54	52	50	48	47	45	44	43	42	41	40
15TA	46	44	42	41	39	38	37	36	34	33	33	32	31	30
20TA	33	32	30	29	28	27	26	25	25	24	23	23	22	22
23TA	26	25	24	23	22	21	20	20	19	19	18	18	17	17
25TA	21	20	19	19	18	17	17	16	16	15	15	14	14	14
30TA	18	17	16	16	15	15	14	14	13	13	13	12	12	12
40TA	12	12	11	11	10	10	10	9	9	9	9	8	8	8
β	170	175	180	185	190	195	200	205	210	215	220	225	230	
10TA	39	38	37	37	36	35	35	34	34	33	33	32	32	
15TA	30	29	28	28	27	27	26	26	25	25	25	24	24	
20TA	21	21	20	20	20	19	19	19	18	18	18	17	17	
23TA	16	16	16	15	15	15	15	14	14	14	14	14	13	
25TA	13	13	13	13	12	12	12	12	12	11	11	11	11	
30TA	11	11	11	11	10	10	10	10	10	10	9	9	9	
40TA	8	8	7	7	7	7	7	7	7	7	7	6	6	

Coeficientul de corecție a tensiunii din ramură c_R Tabelul 4

β	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
c_R	7,3	7,2	7,1	7,0	6,9	6,9	6,8	6,7	6,7	6,6	6,5	6,5	6,4	6,4
β	170	175	180	185	190	195	200	205	210	215	220	225	230	
c_R	6,3	6,3	6,2	6,2	6,1	6,1	6,0	6,0	6,0	5,9	5,9	5,9	5,8	

Coeficientul de corecție la încovoiere c_i Tabelul 5

Tipul curelei \ d	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
10TA	66,0	73,0	75,3	76,5	77,0	77,7	78,0	78,3	78,4	78,6	78,7	78,8
15TA	60,0	70,0	73,3	75,0	76,0	76,7	77,1	77,5	77,8	78,0	78,2	78,3
20TA	-	65,0	70,0	72,5	74,0	75,0	75,7	76,3	76,7	77,0	77,3	77,5
23TA	-	60,0	66,0	70,0	72,0	73,3	74,3	75,0	75,6	76,0	76,4	76,7
25TA	-	-	63,0	67,5	70,0	71,7	72,9	73,8	74,4	75,0	75,5	75,8
30TA	-	-	60,0	65,0	68,0	70,0	71,4	72,5	73,3	74,0	74,5	75,0
40TA	-	-	-	-	62,0	65,0	67,1	68,8	70,0	71,0	71,8	72,5

c_i (conform tabelului 5) depinde de tipul curelei și de diametrul roții care, se alege conform tab. 6, în funcție de soluția constructivă a transmisiei.

Tabelul 6

Figura 2.1. a	$d = d_1$, dacă $d_U \geq 0,7 \times d_{\min}$ altfel $d = d_d$ $d_d =$ diametrul rolei de deviere
Figura 2.1. b	$d = d_d$ $d_d =$ diametrul rolei de deviere
Figura 2.1. c, d	$d = d_1$, dacă $d_d \geq 0,4 \times d_{\min}$ altfel $d = d_d$ $d_{\min} =$ diametrul minim

Coeficientul de corecție a forței centrifuge c_m

Tabelul 7

V C _m Tipul curelei	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	10TA	0,9	2,0	3,6	5,7	8,2	11,1	14,5	18,4	22,7	27,5
15TA	0,8	1,7	3,0	4,7	6,8	9,3	12,1	15,4	19,0	22,9	27,3
20TA	0,6	1,3	2,4	3,7	5,3	7,3	9,5	12,0	14,8	17,0	21,3
23TA	0,5	1,2	2,1	3,2	4,7	6,4	8,3	10,5	13,0	15,7	18,7
25TA	0,5	1,1	2,0	3,1	4,5	6,2	8,1	10,2	12,6	15,2	18,1
30TA	0,5	1,0	1,8	2,8	4,1	5,5	7,2	9,1	11,3	13,6	16,2
40TA	0,	0,9	1,6	2,4	3,5	4,8	6,3	7,9	10,0	11,8	14,1

Factorul de corecție a alungirii funcție de tipul curelei c_A

Tabelul 8

Tip	10TA	15TA	20TA	23TA	25TA	30TA	40TA
C _A	11,36	8,62	6,17	4,81	3,94	3,31	2,27

Factorul de corecție al forței dinamice c_d

Tabelul 9

β	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
C _d	205	203	201	199	197	195	193	190	188	185	183	180	177	174
β	170	175	180	185	190	195	200	205	210	215	220	225	230	
C _d	171	168	164	161	157	154	150	146	143	139	135	130	126	

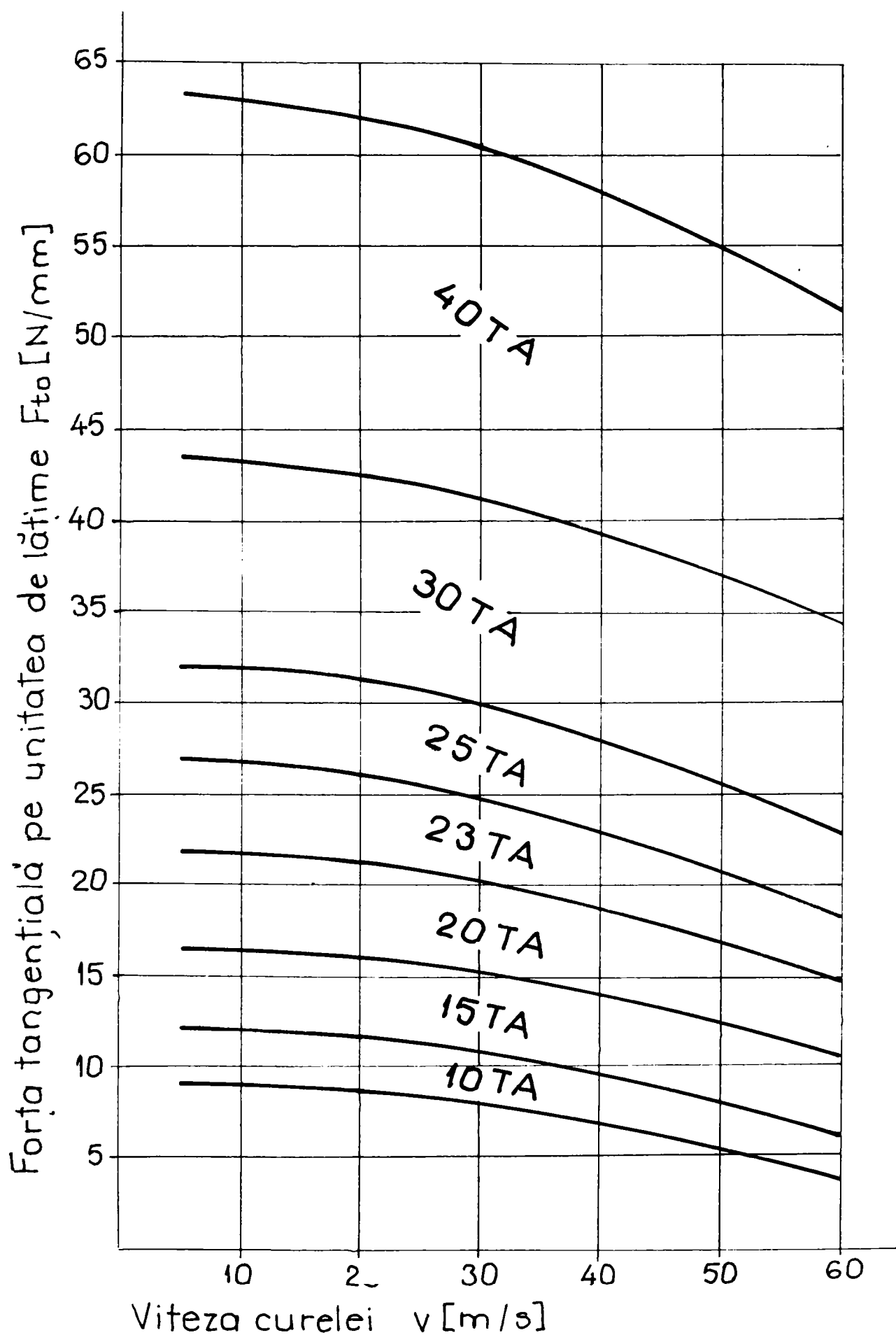


Figura 1.

Distribuția de putere pentru mașina de filat cu inele, cu 324 fuse
Tabelul 1

Organul	Consumul de putere [%]	Organul	Consumul de putere [%]
Mașina cu inele	100	Ventilatorul pneumofil	10,8
Rotirea cilindrilor trenului de laminat	18,3	Mecanismul de angrenaje la trenul de laminat	11,4
Mecanismul de rotire a țevilor pline	4,6	Mecanismul de mișcare a băncii inelelor	7,7
Mecanismul de rotire a fuselor	43,4	Acționarea axului principal și a tamburului fuselor	3,8

afel 5 Bestimmung der Wirtelanpresskraft F_A

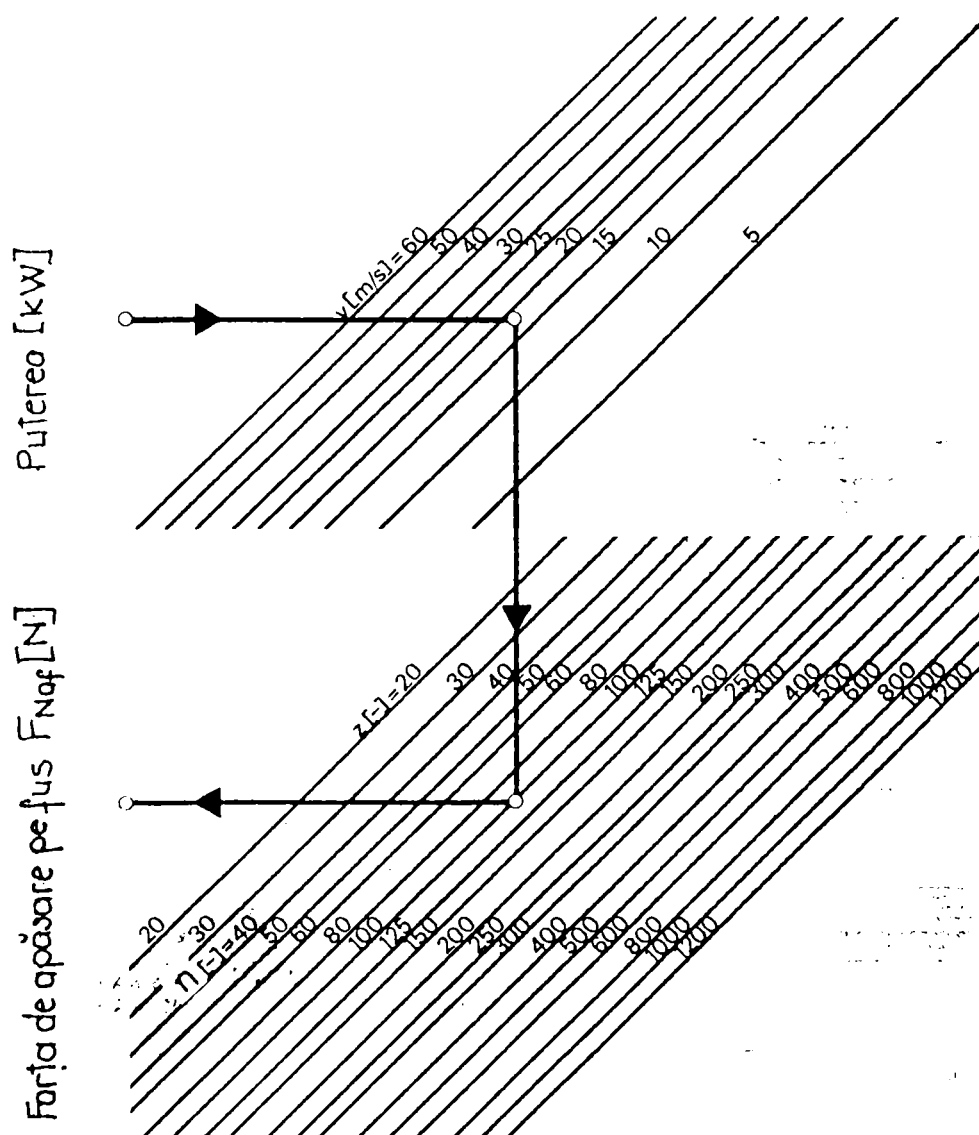


Figura 1.

Tabelul 2

Simbolul curelei / Profilul curelei				$F_{t1\%}$ [N/mm]	h [mm]	m_{os} [kg/m ²]	ρ [kg/m ³]
VIS	Habasit	Siegling	Beltex				
			T9	10	3,2	3,6	$1,125 \times 10^3$
			T11		3,8	4,3	$1,132 \times 10^3$
			T15		2,4	2,7	$1,125 \times 10^3$
	T10			10	1,4	1,4	1×10^3
		GG8N		10	1,6	1,8	$1,125 \times 10^3$
20NN/TA				9.3	2,3	2,4	$1,093 \times 10^3$
10NN/GTA					2,8	3,1	$1,107 \times 10^3$
			T17	15	2,9	3,3	$1,138 \times 10^3$
	T15			15	1,7	1,7	1×10^3
		GG10N		12,5	1,9	2,1	$1,105 \times 10^3$
25NN/TA				14.6	2,8	3,3	$1,178 \times 10^3$
25NN/GTA					3,4	4,0	$1,176 \times 10^3$
	T22			22	3,0	3,0	1×10^3
		GG15/ 30*		22,5	2,3	2,6	$1,130 \times 10^3$
		GG20N		25	2,6	2,9	$1,115 \times 10^3$
40NN/TA				25	3,7	4,1	$1,108 \times 10^3$

Obs.

GG15/30* Extremultus 82 / fabricat la cerere specială.

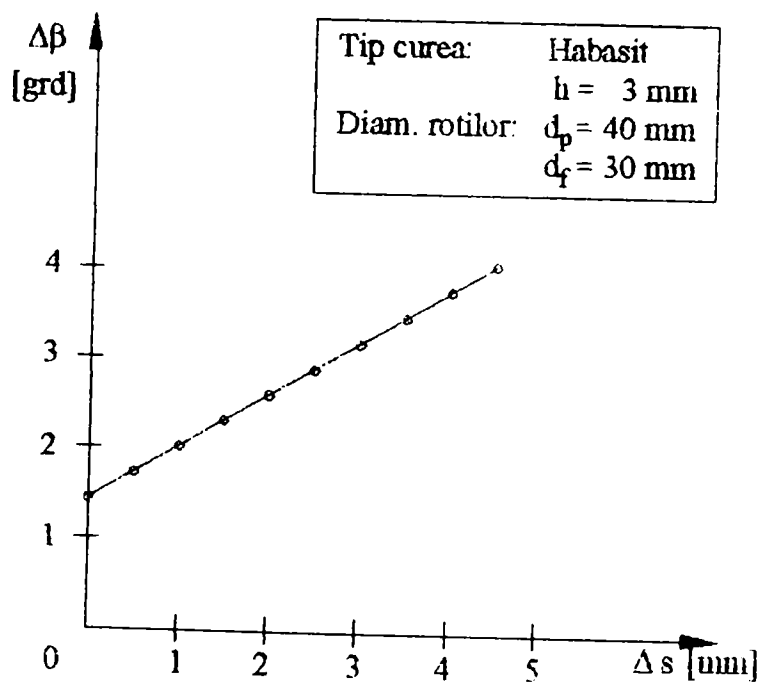
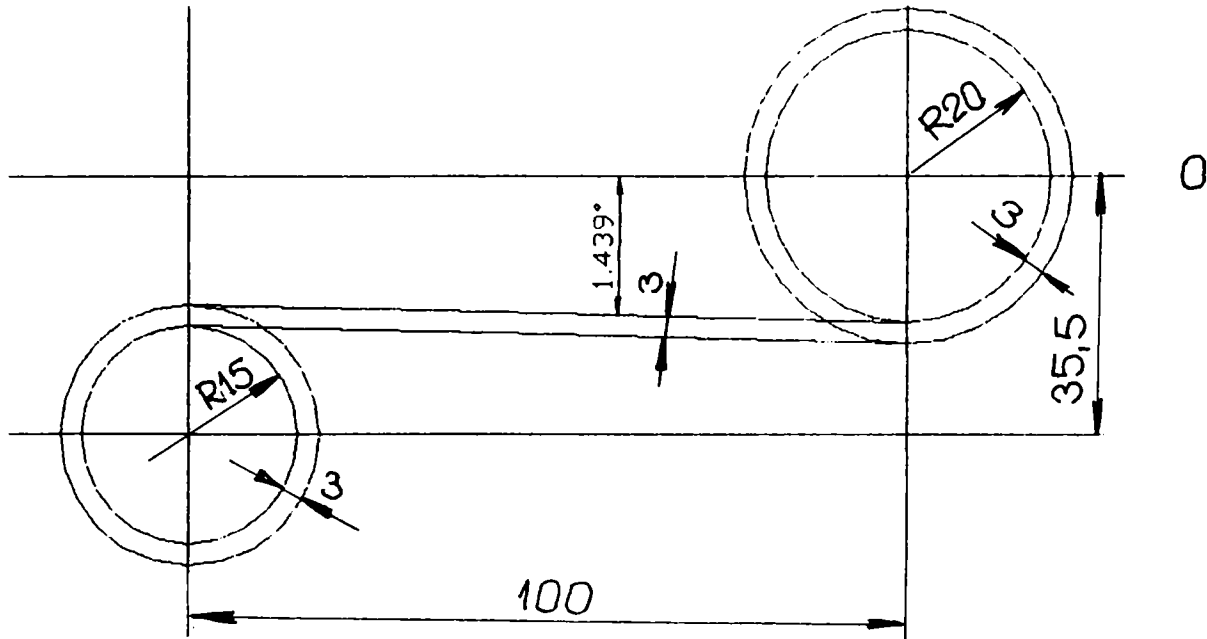


Figura 2.a

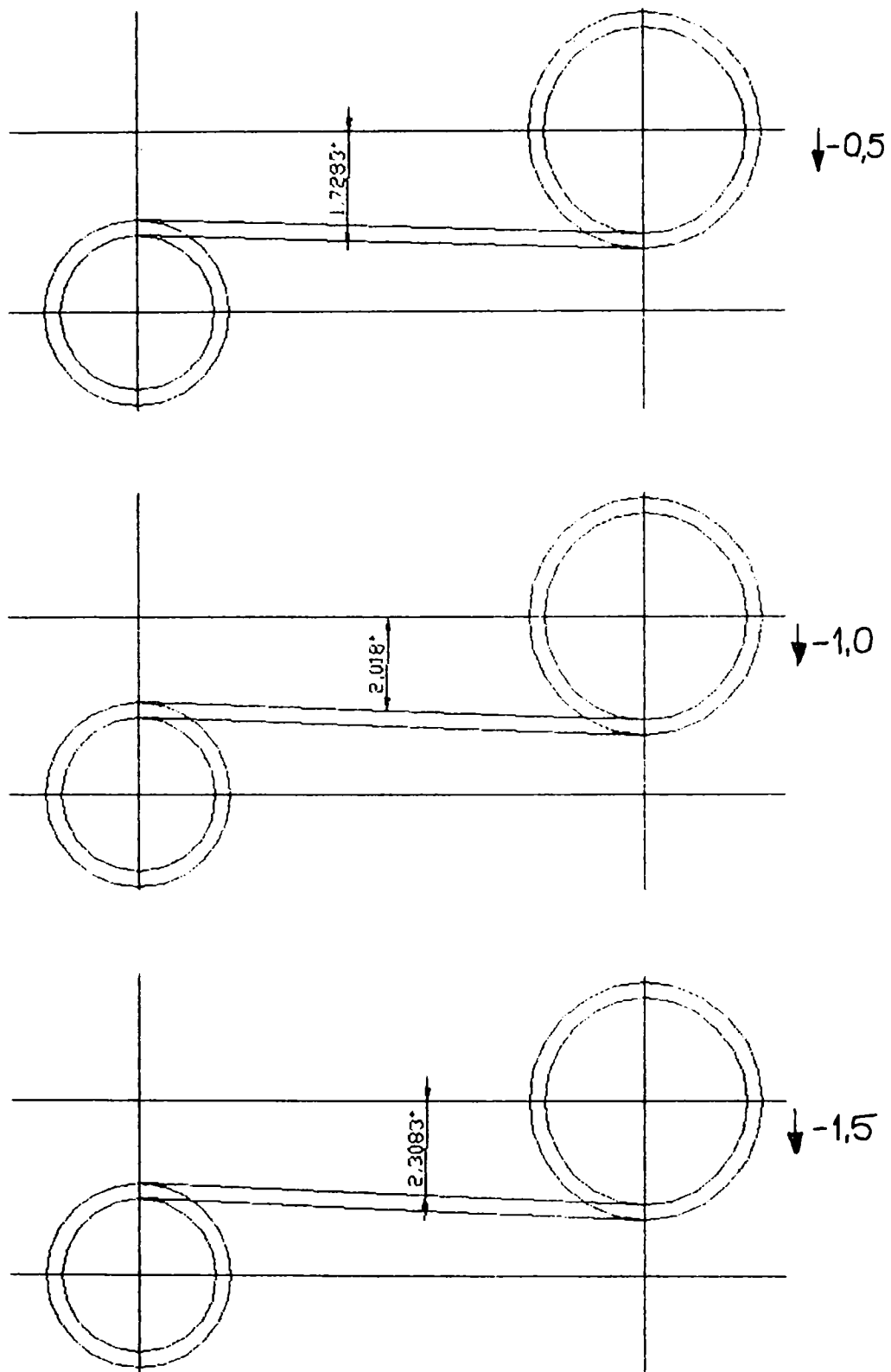


Figura 2.b

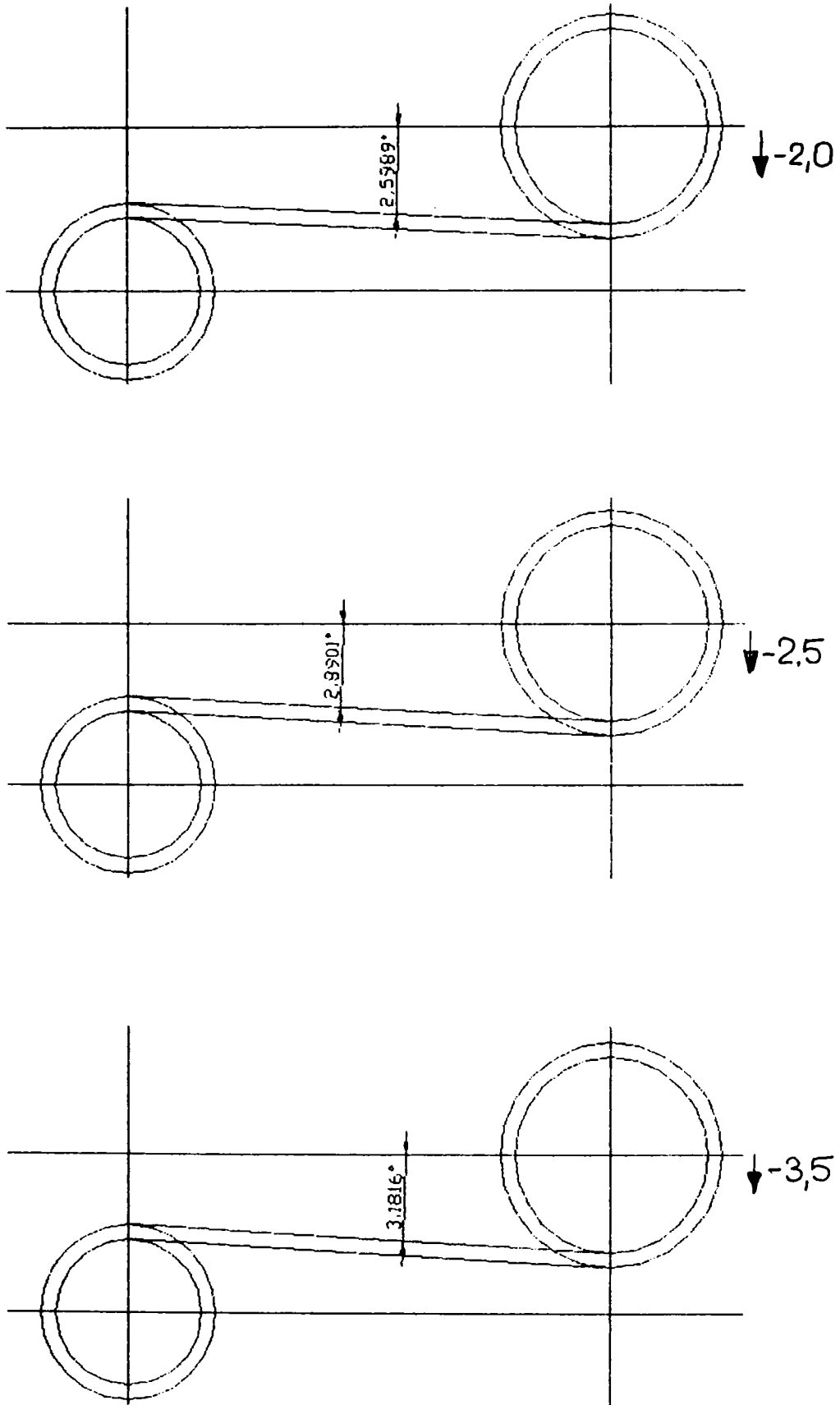


Figura 2.c

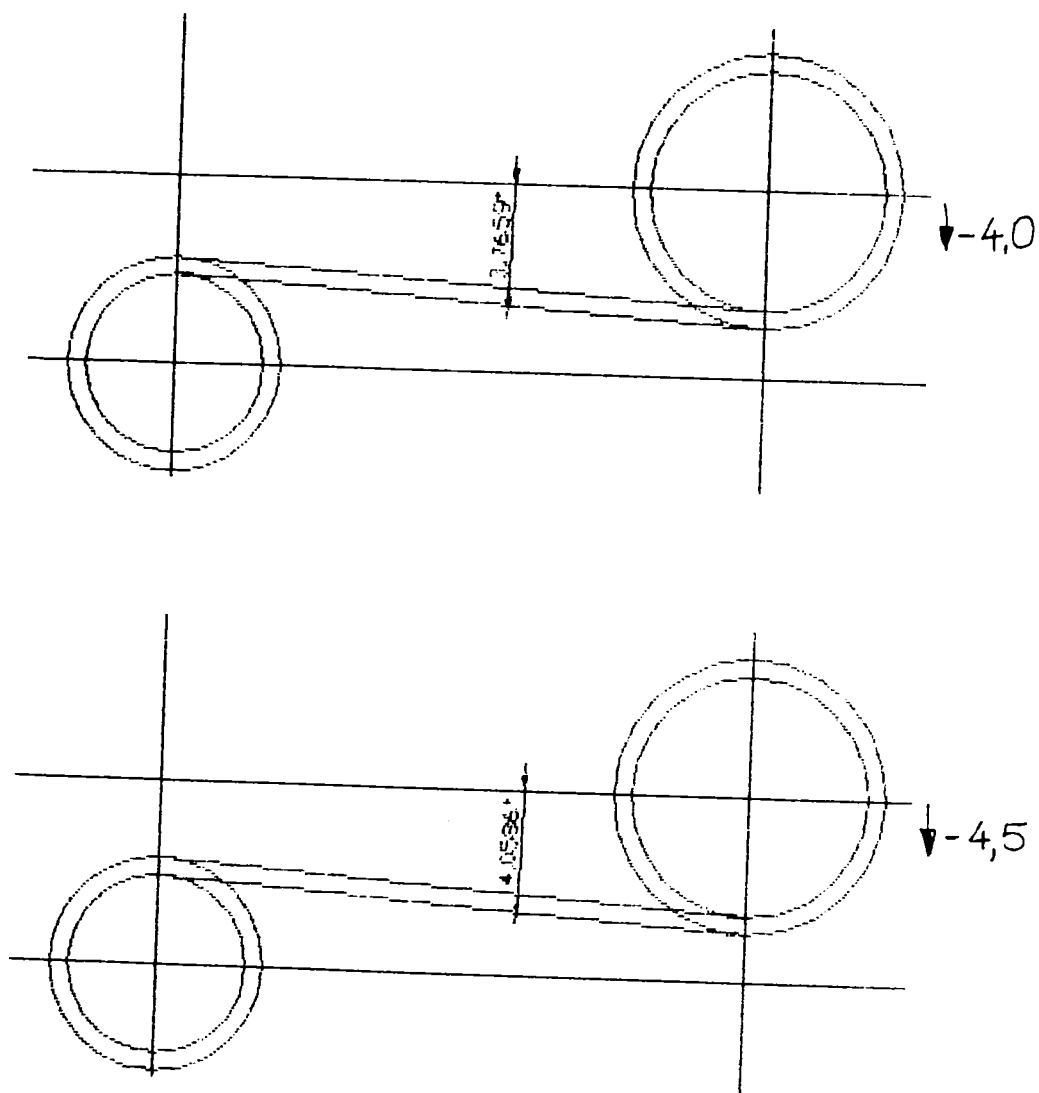


Figura 2.d

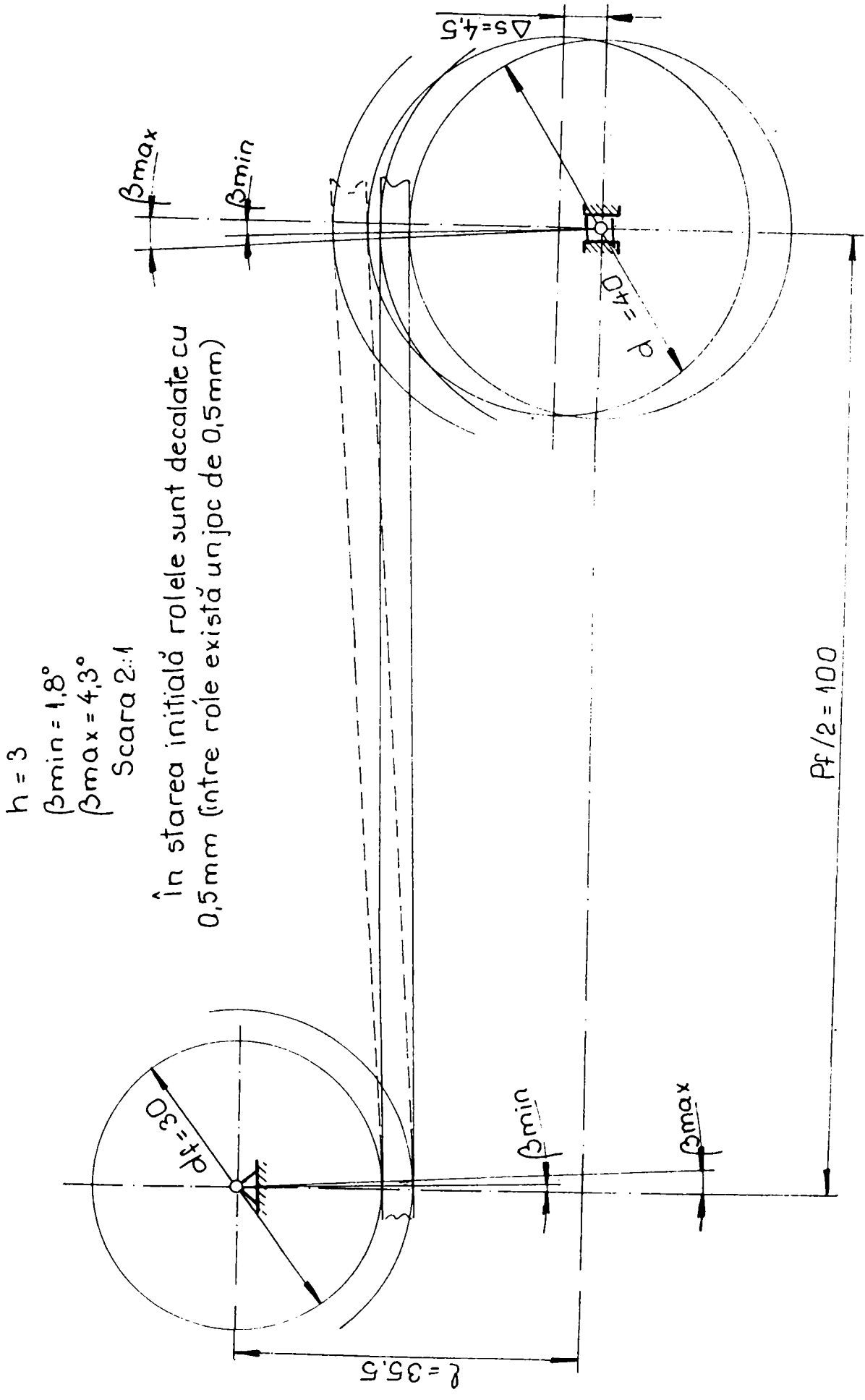


Figura 3.

$h = 1,9$
 $\beta_{\min} = 1,5^\circ$
 $\beta_{\max} = 5,5^\circ$
 Scara 2:1

În starea inițială diametrul fusului și cel al
 rolei presoare sunt decalate cu 0,5mm (formând
 un joc).

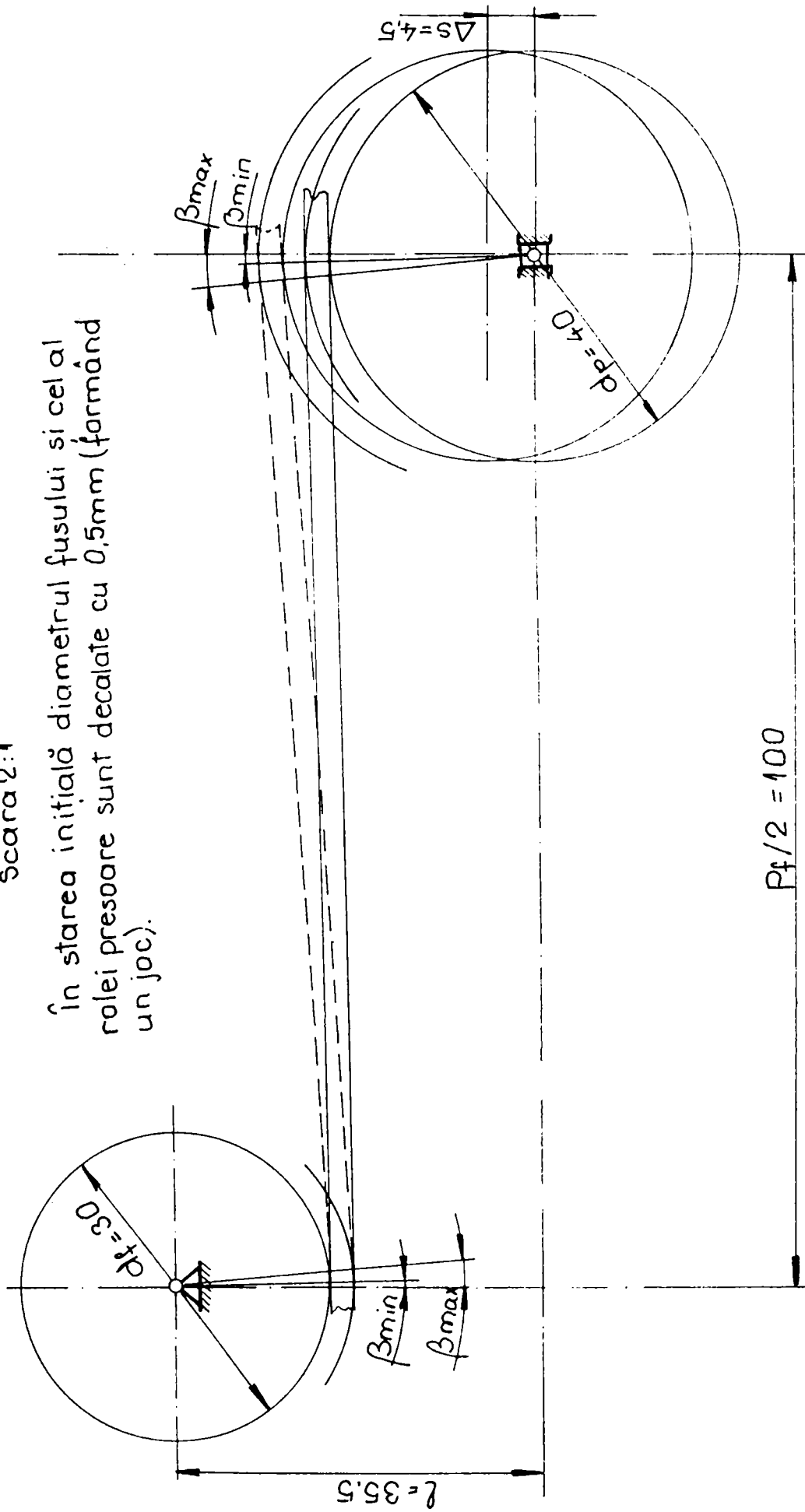


Figura 4.

Tabelul 5.1.

Rugozitatea roții măsurată în cele trei zone.

Parametrul de rugozitate	Zona			Media
	1	2	3	
R_a	1,1	1,2	1,3	1,2

Determinarea erorii de citire:

Valoarea citită la aparat : $R_a = 1,2$
 Rugozitatea înscrisă pe etalon: $R_a = 0,62$
 Eroarea : $E = 1,2 - 0,62 = 0,58 \mu\text{m}$
 Corecția ce trebuie aplicată valorii citite: $- 0,58$

Determinarea rugozității rotii:

Valoarea reală = valoarea maximă citită + corecția

$$1,3 \mu\text{m} - 0,58 \mu\text{m} = 0,72$$

Tabelul 5.2.

Etalonarea arcului pentru măsurarea efortului F_1

Poz.	Masa [kg]	F=mg [N]	ℓ[mm]			Media
			1	2	3	
1	2	19,62	1,2	1,3	1,3	1,26
2	5	49,05	3,7	3,8	3,6	3,7
3	9	88,29	5,6	5,7	5,6	5,63
4	10	98,1	6,1	6,0	6,2	6,1
5	17	166,77	10,4	10,4	10,4	10,4
6	18	176,58	11,0	11,0	11,0	11,0
7	20	196,2	11,8	11,9	11,9	11,86
8	22	215,82	13,5	13,4	13,5	13,46
9	24	235,44	14,8	14,7	14,7	14,73
10	25	245,25	15,2	15,3	15,3	15,26

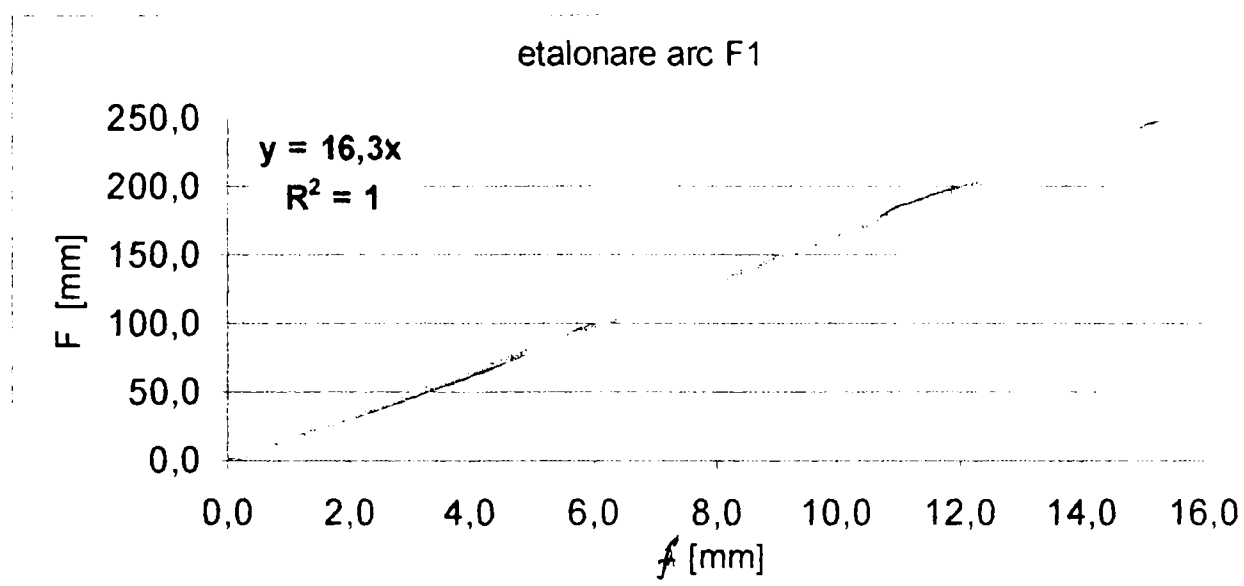


Figura 5.1

Calculul valorilor din tab.5.3. se face pe baza următoarelor scheme și formule:

a). determinarea constantei motoarelor:

$$M_{elug} = KI = M_{util} + M_{fr}$$

$$M_{elug} \frac{2\pi \cdot 350}{60} = \frac{18 \cdot 350}{1000} \cdot 6,2 = 1,065 = K_1 I$$

$$K_{1motor} = 0,1717 \frac{Nm}{A}$$

$$n_m \cdot \frac{98}{30} = n_{frina}$$

$$I_{motor\ c\u00fct} = 6,2 A$$

$$U_{motor\ c\u00fct} = 10V$$

$$U_{taho} = 6,3V$$

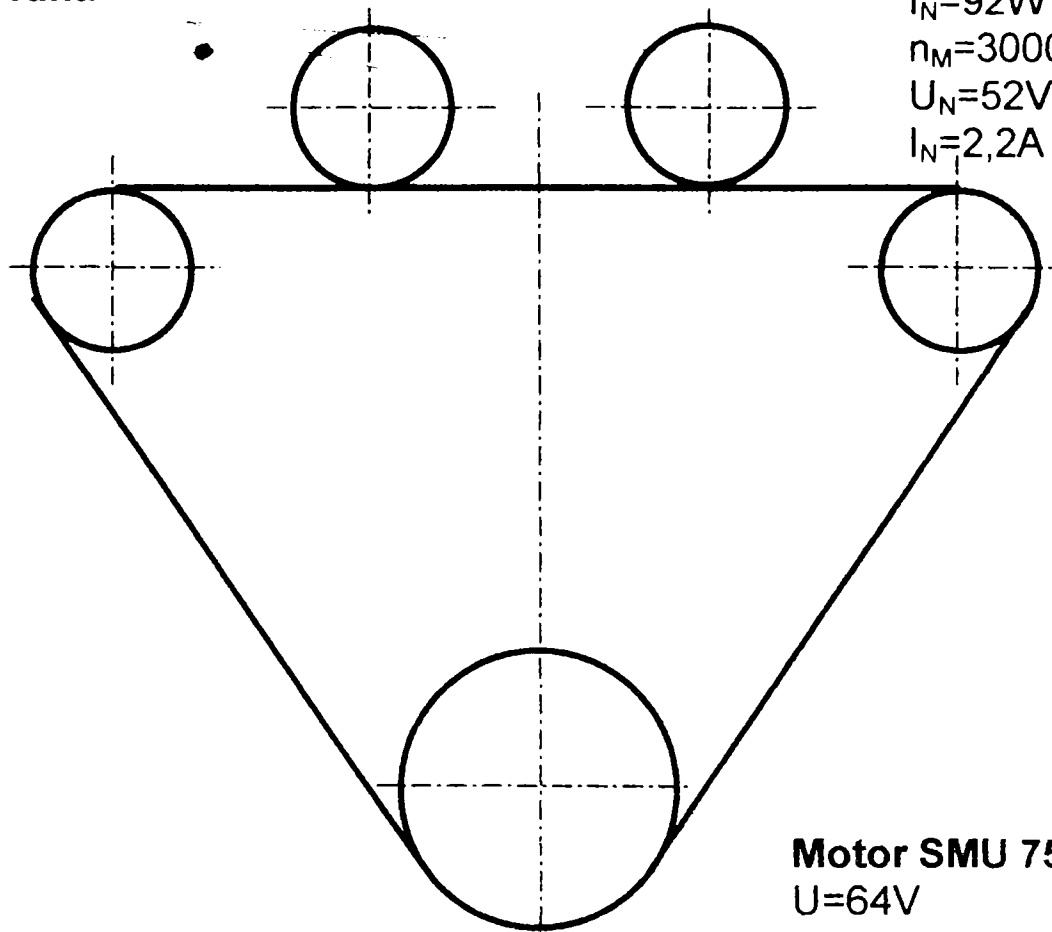
$$n = 6,3 \frac{1000}{20} = 315 rot / min$$

b). Frână

$$P_N = M_N \cdot \Omega_N \Rightarrow 92 = M_N \cdot \frac{2\pi \cdot 3000}{60} = 0,2928 Nm$$

$$M_N = K_2 I_N = K_2 \cdot 2,2 \Rightarrow K_{2frina} = 0,133 \frac{Nm}{A}$$

Frână



$I_N=92W$
 $n_M=3000 \text{ rot/min}$
 $U_N=52V$
 $I_N=2,2A$

Motor SMU 750

$U=64V$
 $I_p=16A$
 $n=3000 \text{ rot/min}$
 $P_N=1000W$

Figura 5.2

$$F_{\sigma} = \frac{T_j}{d_f} = \frac{K_{2,3} \cdot I_{2,3}}{0,015} [N] \quad K_2 = K_3 = 0,133 \frac{Nm}{A}$$

$$v_j = \frac{\pi \cdot n_j}{30} = \left(f \cdot \frac{60}{200} \right) \cdot \frac{\pi}{30}$$

$$\eta = \frac{v_M - v_j}{v_M}$$

200 = numărul fantelor pe TIRO

$$\varphi = \frac{F_{ij}}{F_{oj}}$$

$$\eta = \frac{P_u}{P_{cons}} = \frac{M_{fus} \cdot \omega_{fus}}{(P_m \cdot \omega_m) / 2}$$

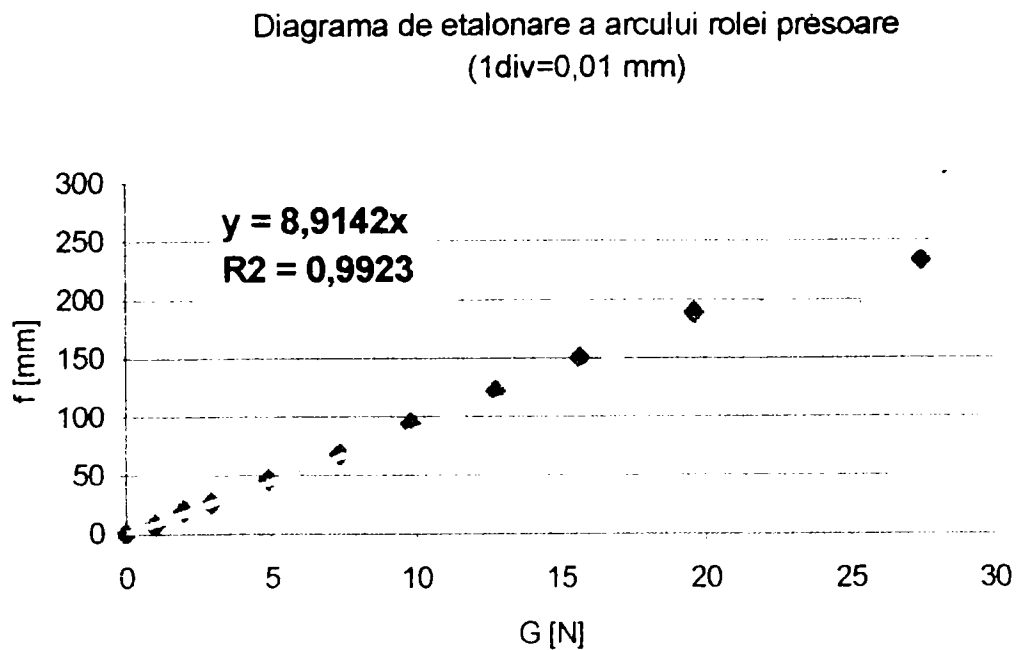


Figura 5.3

Tabelul 5.4.

Trepte de încărcare a transmisiei de bază și deplasarea necesară a rolei pentru realizarea forței de apăsare corespunzătoare.

Treaptă	Forța inițială pentru transmisia de bază F_{OTB} [N]	Forța tangențială F_t [N]	Forța tangențială transmisă de un fus F_{tj} [N]	Forța de apăsare F_{oj} [N]	Deplasarea rolei Δs [mm]
1	26,93	1,6	0,8	3,52	4,34
2	36,1	2,14	1,07	4,71	4,45
3	44,64	2,64	1,32	5,81	4,54
4	56,76	3,36	1,68	7,39	4,7

Determinarea s-a făcut fără rola prezoare (pentru a ține seama de aceasta, se va deplasa sistemul de axe. Forța de încărcare = $45N + F_{oj}$)

Determinarea unghiului de înfășurare a curelei pe roata motoare:

Pe baza fig.5.4, pentru configurația standului se determină următoarele mărimi:

a). distanțele minime dintre axe sunt:

$$A_{12} = 0,75(D_{p1} + D_{p2}) = 0,75(98 + 40) = 103,5mm$$

$$A_{31} = A_{12} = 103,5mm$$

$$A_{23} = 0,75(D_{p2} + D_{p3}) = 0,75 \cdot 80 = 60mm$$

Pe stand s-au realizat următoarele distanțe:

$$O_1A = 580mm$$

$$O_3A = 300mm$$

$$O_1O_3 = O_1O_2 = 580mm$$

Conform fig. 5.4 se poate scrie:

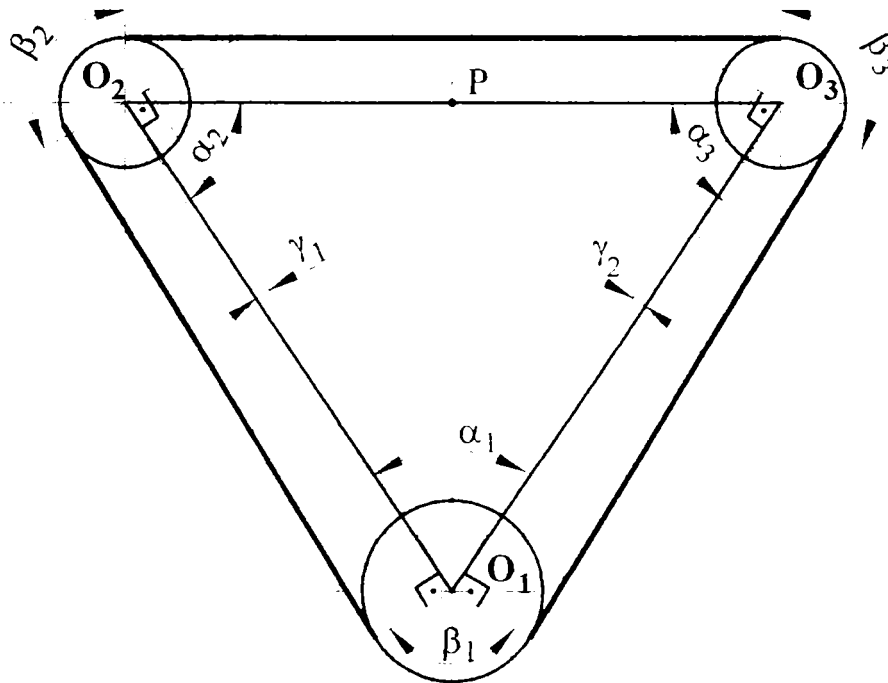


Figura 5.4

$$\alpha = \arctg \frac{AO_3}{O_1A} = \arctg \frac{300}{580} = 27,34^\circ$$

$$\cos \alpha = \frac{O_1A}{O_1O_3} \Rightarrow O_1O_3 = \frac{O_1A}{\cos \alpha} = \frac{500}{\cos \alpha} = 562,92mm$$

$$\alpha_1, 2\alpha = 54,699^\circ = 0,954346035rad.$$

$$\gamma_1 = \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A_{12}} = 0,051517089rad$$

$$\gamma_2 = \arcsin \frac{|r_3 - r_1|}{O_1O_3} = \arcsin \frac{60}{580} = 0,103448275$$

$$\gamma_3 = \arcsin \frac{|R_3 - R_2|}{2A_{23}} = \frac{0}{2A_{23}} = 0$$

$$\beta_1 = [\pi - (\alpha_1 + \gamma_1 + \gamma_2)] = [\pi - (0,95434603 + 0,103448 + 0)] = 2,083798619 \text{ rad}$$

$$\beta_{ad} = 0,8 \cdot \beta_1 = 1,667038895 \text{ rad}$$

Tabelul 5.3.
Valori măsurate

Fig. 5.16					
Deplasari	egale	s2=s3=4.5			F0TB=36.1N
nM=150rot/min				Ft=2.14	Ftj=1.07
Frana 2	Frana 2	Frana 2	motor 1	motor 1	motor 1
I2[mA]	U2[V]	f2[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	1630	0,64	2,8	3
0,15	0,7	1300	0,7	2,8	3,2
0,23	0,9	925	0,72	2,8	3,1
0,26	1,16	715	0,65	3	3,1
0,28	1,62	425	0,59	3	3
0,29	1,84	98	0,58	3	3
0,29	2,06	30	0,58	3	3
Fig. 5.17					
Deplasari	egale	s2=s3=4.5mm			F0TB=36.1N
nM=150rot/min				Ft=2.14	Ftj=1.07
			motor 1	motor 1	motor 1
I3[mA]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	1628	0,64	2,8	3
0,145	0,7	1297	0,687	2,8	3,2
0,23	0,9	926	0,72	2,8	3,1
0,258	1,16	715	0,68	3	3,1
0,28	1,62	425	0,59	3	3
0,29	1,84	98,5	0,58	3	3
0,29	2,06	29	0,58	3	3
Fig. 5.18					
Deplasari	inegale	s2=2	F02=0		F0TB=26.93N
		F02,3nec=3.52N		snec=4.34mm	
nM=370rot/min					
Frana 2	Frana 2	Frana 2	motor 1	motor 1	motor 1
I2[A]	U2[V]	f2[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	U1[V]
0	0	1	0,28	7,3	10
0,2	0,28	1	0,29	7,4	10
0,2	0,28	1	0,29	7,4	10
0,2	0,28	1	0,28	7,5	10
0,2	0,28	1	0,28	7,5	10
0,2	0,28	1	0,28	7,5	10
0,2	0,28	1	0,28	7,6	10
Fig. 5.18 (repetitie)					
Deplasari	inegale	s2=2	F02=0		F0TB=26.93N
		F02,3nec=3.52N		snec=4.34mm	
nM=370rot/min					

Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	U1[V]
0	0	4024,2	0,3	7,3	10
0,055	0,3	3668	0,33	7,4	10
0,165	0,8	2450	0,62	7,4	10
0,22	1,23	1460	0,62	7,5	10
0,23	1,75	800	0,5	7,5	10
0,23	2,27	250	0,3	7,5	10
0,23	2,7	100	0,3	7,6	10
Fig. 5.19					
Deplasari	inegale	s2=2mm	s3=4.5mm		FOTB=26.93N
				Ft=1.6[N]	Ftj=0.7[N]
nM=918[rot/min]					
Frana 2	Frana 2	Frana 2	motor 1	motor 1	motor 1
I2[A]	U2[V]	f2[kHz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	2,49	7,24	18,3	20
0,18	0,2	0,001	7,2	18,4	20
0,18	0,2	0,001	7,4	18,3	20
0,18	0,2	0,001	7,5	18,3	20
0,18	0,2	0,001	7,8	18,5	20
0,18	0,2	0,001	7,7	18,3	20
0,18	0,2	0,001	7,3	18,2	20
0,18	0,2	0,001	8,1	18,2	20
Fig.					
Deplasari	inegale	s2=2mm	s3=4.5mm		FOTB=26.93N
				Ft=1.6[N]	Ftj=0.7[N]
nM=918[rot/min]					
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	9933	0,4	18,3	20
0,07	0,12	8300	0,43	18,3	20
0,15	0,25	6958	0,85	18,4	20
0,16	0,73	5900	0,81	18,3	20
0,17	1,24	4800	0,81	18,3	20
0,171	1,75	3670	0,8	18,5	20
0,172	2,25	2450	0,8	18,3	20
0,173	2,7	1050	0,8	18,2	20
Fig. 5.20					
Deplasari	inegale	s2=4.6 mm			FOTB=44.64 N
		s3=4.5 mm		Ft=2.64[N]	
nM=918[rot/min]					
Frana 2	Frana 2	Frana 2	motor 1	motor 1	motor 1
I2[A]	U2[V]	f2[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	9932	0,79	18,3	20
0,2	0,25	6670	0,8	18,3	20
0,35	0,5	4500	0,98	18,4	20
0,38	0,7	3200	0,78	18,3	20
0,38	1	2125	0,7	18,3	20
0,39	1,6	20	0,7	18,3	20

UNIVERSITATEA DE STATI
 BUCURESTI
 FACULTATEA DE INGINERIE
 MECANICA

Fig. 5.21					
Deplasari	inegale	s3=4.5mm	s2=4.6		FOTB=44.64 N
				Ft=2.64[N]	
nM=918rot/min					
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I2[A]	U2[V]	f2[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	9934	0,35	18,3	20
0,06	0,08	9250	0,44	18,3	20
0,126	0,17	8000	0,79	18,4	20
0,132	0,9	6800	0,82	18,3	20
0,138	1,1	2100	0,75	18,3	20
Fig. 5.22					
Deplasari	inegale	s2=4.6 mm			FOTB=44.64 N
		s3=4.4 mm		Ft=2.64[N]	
nM=918[rot/min]					
Frana 2	U2[V]	Frana 2	motor 1	motor 1	motor 1
I2[A]		f2[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0,25	9935	0,93	18,3	20
0,16	0,5	7812	0,88	18,4	20
0,35	0,7	4509	0,99	18,4	20
0,37	1	3185	0,96	18,3	20
0,38	1,6	2100	0,9	18,3	20
0,39		19	0,9	18,3	20
Fig. 5.23					
Deplasari	inegale	s3=4.4mm	s2=4.6		FOTB=44.64 N
				Ft=2.64[N]	
nM=918rot/min					
Frana 3	U3[V]	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]		f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	9975	0,6	18,3	20
0,068	0,49	9427	0,63	18,3	20
0,124	0,85	9100	0,64	18,3	20
0,24	0,17	6100	0,98	18,4	20
0,26	0,9	3900	0,7	18,3	20
0,27	1,1	2300	0,66	18,3	20
0,27	0,136	1250	0,65	18,5	20
0,27	0,136	98	0,65	18,3	20
Fig. 5.24					
Deplasari	inegale	s3=5mm	s2=5.5		FOTB=44.64 N
				Ft=2.64[N]	
nM=750rot/min					
Frana 3	U3[V]	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]		f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	8112	0,28	12,5	15
0,07	0,1	7798	0,41	12,5	15
0,18	0,53	7200	0,9	12,6	15
0,24	1	6000	1,1	12,7	15
0,26	1,55	5000	1,2	12,5	15
0,27	2,05	3900	1,3	12,7	15

0,28	2,59	2840	1,4	12,3	15
0,28	3,04	800	1,4	12,3	15
0,28	3,55	60	1,5	12,2	15
0,28	4,02	1	1,5	12,1	15
Fig. 5.25					
nM=670rot/min			F0TB=44.64 N		
			Ft=2.64[N]		
Deplasari	inegale	s3=5 mm	s2=5.5		
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	7246	0,48	13,4	20
0,1	0,2	7100	0,56	13,4	20
0,2	0,3	6800	1,05	13,4	20
0,23	0,4	5400	1,2	13,4	20
0,25	0,6	2560	1,4	13,4	20
0,25	1,2	1200	1,8	13,4	20
0,25	1,42	380	1,8	13,4	20
0,25	14,4	30	1,8	13,4	20
Fig. 5.26					
nM=780rot/min			F0TB=44.64 N		
			Ft=2.64[N]		
Deplasari	inegale	s3=4.54mm	s2=5.5		
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	8436	0,3	12,5	15,6
0,07	0,1	8200	0,5	12,5	15,6
0,1	0,53	7600	0,48	12,6	15,6
0,131	1	6790	0,55	12,6	15,6
0,24	1,55	5300	0,85	12,7	15,6
0,24	2,05	1000	0,9	12,7	15,6
Fig. 5.27					
nM=140rot/min			F0TB=56.76 N		
			Ft=3.36N		
Deplasari	inegale	s3=5.5mm	s2=2mm-insuficient		
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0,15	1513	0,3	2,8	2,8
0,04	0,025	1278	0,3	2,8	2,8
0,08	0,04	980	0,5	2,8	2,8
0,124	0,6	690	0,92	2,7	2,8
0,13	0,8	525	2,4	2,8	2,8
0,133	0,9	160	9	2,8	2,8
Fig. 5.28					

nM=140rot/min			FOTB=56.76 N		
			Ft=3.36N		
Deplasari	inegale	s3=4.7mm	s2=2mm-insuficient		
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0,15	1513	0,25	2,8	2,8
0,045	0,3	1500	0,38	2,8	2,8
0,087	0,6	1487	0,6	2,7	2,8
0,125	1,1	1390	0,8	2,8	2,8
0,139	1,65	965	0,9	2,8	2,8
0,143	2,2	391	0,92	2,7	2,8
0,144	2,63	207	0,93	2,8	2,8
0,145	3,1	138	1	2,7	2,8
0,146	3,1	50	1	2,8	2,8
Fig. 5.29					
nM=350rot/min			FOTB=56.76 N		
			Ft=3.36N		
Deplasari	inegale	s3=4.7mm	s2=2mm-insuficient		
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0,055	3793	0,2	7	10
0,036	0,07	3700	0,2	7	10
0,077	0,09	3650	0,4	7	10
0,092	0,14	3487	0,48	7	10
0,115	0,305	2995	0,59	7,1	10
0,117	0,62	2118	0,61	7,1	9,5
0,119	1,13	1620	0,63	7	8,6
0,119	1,63	807	0,68	7	8,6
0,119	2,1	425	1	7,2	10
Fig. 5.30					
nM=900rot/min			FOTB=56.76 N		
			Ft=3.36N		
Deplasari	inegale	s3=4.8mm	s2=2mm-insuficient		
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0,1	9735	0,3	17,9	20
0,05	0,57	8900	0,3	17,9	20
0,07	1,07	6200	0,3	17,9	20
0,08	1,59	4300	0,3	17,9	20
0,085	2,1	1650	0,3	17,9	20
0,088	2,56	530	0,3	17,9	20
0,09	2,6	120	0,3	17,9	20
Fig. 5.31					
nM=900rot/min			FOTB=56.76 N		

				Ft=3.36 N	
Deplasari	egale	s2=s3=4.7mm			
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0,1	9736	0,35	17,9	20
0,05	0,2	8430	0,3	17,9	20
0,105	0,3	7683	0,45	17,9	20
0,145	0,57	5978	0,65	17,8	20
0,16	1,07	3480	0,8	17,7	20
0,17	1,59	1500	1	18,2	20
0,17	2,1	450	1,8	18,2	20
Fig. 5.32					
nM=427 rot/min			FOTB=56.76 N		
				Ft=3.36 N	
Deplasari	egale	s2=4.7mm		s3=4.7	
Frana 2	Frana 2	Frana 2	motor 1	motor 1	motor 1
I2[A]	U2[V]	f2[kHz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	4620	0,58	8,5	10
0,3	0,25	4312	1,6	8,5	10
0,4	0,5	3048	1,65	8,6	10
0,42	1	2417	1,7	8,6	10
0,43	1,2	1900	1,9	8,6	10
0,43	1,5	670	2	8,6	10
0,43	2	10	2,2	8,6	10
Fig. 5.33					
nM=427rot/min			FOTB=56.76 N		
				Ft=3.36N	
Deplasari	egale	s2=4.7mm		s3=s2	
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	4559	0,58	8,5	10
0,28	0,22	4150	1,6	8,6	10
0,39	0,72	3500	1,65	8,6	10
0,42	1,3	2155	1,7	8,6	10
0,42	1,72	730	1,9	8,6	10
0,42	2	40	2	8,6	10
0,43	2	1	2,2	8,7	10
Fig. 5.34					
nM=900			FOTB=56.76 N		
				Ft=3.36N	
				s2=5.8mai mare decat necesar	
Frana 2	Frana 2	Frana 2	motor 1	motor 1	motor 1
I2[A]	U2[V]	f2[kHz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	9635	0,7	17,9	20
0,135	0,1	6500	0,69	17,8	20

0,153	0,57	4100	0,7	17,7	20
0,155	1,07	2314	0,72	18,2	20
0,157	1,59	918	0,7	18,2	20
0,158	2,1	360	0,7	18,2	20
Fig. 5.35					
nM=900 rot/min			FOTB=68.87 N		
			Ft=4.07N		
Deplasari egale		s3=4.7mm=nec=s2			
Frana 2	Frana 2	Frana 2	motor 1	motor 1	motor 1
I2[A]	U2[V]	f2[kHz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	9620	1,3	18	20
0,3	0,18	8950	1,6	18	20
0,58	0,29	7100	2,35	18	20
0,78	0,5	2800	2,5	18	20
0,8	1	912	2,6	18	20
0,8	1,5	150	2,8	18	20
Fig. 5.36					
n=900rot/min			FOTB=68.87 N		
			Ft=4.07N		
Deplasari egale		s3=4.7mm=nec=s2			
Frana 3	Frana 3	Frana 3	motor 1	motor 1	motor 1
I3[A]	U3[V]	f3[Hz]	I1[A]	Utaho[V]	Um1[V]
0	0	9585	0,3	18	20
0,3	0,5	8965	2	18	20
0,55	1	7200	2,2	18	20
0,62	1,5	2795	2,8	18	20
0,63	2	890	3	18	20
0,63	2,5	85	3,2	18	20

	F1*=27.73	s3=4.5	F03=5.31N,>nec				k2=k3=0.133[Nm/A]															
Ft=1.6[N]	Ftj=0.7[N]		F2*=26.13																			
n2[1/min]	v2[m/s]	Mr2=k2*I2	M2u=0.8*Mr2	Ft2 [N]	vM [m/s]	M1u=0.8*k1*I1	P1[W]	P2[W]	j=Ft2/F02	Coef.de tract.												
0,3	0,0004712	0	0	0	1,89857	0,0384608	1,490218	0	0	fara sens												
0,3	0,0004712	0,0266	0,02128	1,41867	1,89857	0,0398344	1,54344	0,0006685	0,0006685	fara sens												
0,3	0,0004712	0,0266	0,02128	1,41867	1,89857	0,0398344	1,54344	0,0006685	0,0006685	fara sens												
0,3	0,0004712	0,0266	0,02128	1,41867	1,89857	0,0384608	1,490218	0,0006685	0,0006685	fara sens												
0,3	0,0004712	0,0266	0,02128	1,41867	1,89857	0,0384608	1,490218	0,0006685	0,0006685	fara sens												
0,3	0,0004712	0,0266	0,02128	1,41867	1,89857	0,0384608	1,490218	0,0006685	0,0006685	fara sens												
0,3	0,0004712	0,0266	0,02128	1,41867	1,89857	0,0384608	1,490218	0,0006685	0,0006685	fara sens												
Fig. 5.18																						
F1*=27.73 s3=4.5 F03=5.31N,>nec																						
Ft=1.6[N] Ftj=0.7[N] F2*=26.13																						
n3[1/min]	v3[m/s]	Mr3=k3*I3	M3u=0.96*Mr2	Ft3 [N]	vM [m/s]	M1u=0.8*k1*I1	j=Ft3/F03	(vM-v3)/vM	Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]	P3[W]										
1207,26	1,896364	0	0	0	1,89857	0,0494496	0	0,0011638	0	0,957997	0	0										
1100,4	1,7285083	0,00732	0,0070224	0,46816	1,89857	0,05439456	0,088166	0,0895753	0,7679076	1,053797	0,80922	0,80922										
735	1,154538	0,02195	0,0210672	1,40448	1,89857	0,10219584	0,264497	0,3918919	0,81901	1,97986	1,62153	1,62153										
438	0,6880104	0,02926	0,0280896	1,87264	1,89857	0,10219584	0,352663	0,6376172	0,6507508	1,97986	1,2884	1,2884										
240	0,376992	0,03059	0,0293664	1,95776	1,89857	0,082416	0,368693	0,8014341	0,4622519	1,596662	0,73806	0,73806										
75	0,11781	0,03059	0,0293664	1,95776	1,89857	0,0494496	0,368693	0,9379482	0,2407562	0,957997	0,23064	0,23064										
30	0,047124	0,03059	0,0293664	1,95776	1,89857	0,0494496	0,368693	0,9751793	0,0963025	0,957997	0,09226	0,09226										
F1*=27.73 F02,3nec=3.52N																						
F2*=26.13 k2=k3=0.133[Nm/A]																						
F03=5.31N																						

n2[1/min]	v2[m/s]	Mr2=k2*I2	M2u=0.96*Mr2	F12 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1 *I1	j=Ft2/F02	(vM-v2)/vM	Alunec.elast.	Pintr.fus	P2[W]	
747	1,1733876	0	0	0	4,71096	1,19338368	fara sens	0,7509241				
0,3	0,0004712	0,02394	0,0229824	1,53216	4,71096	1,1867904	fara sens	0,9999				
0,3	0,0004712	0,02394	0,0229824	1,53216	4,71096	1,2197568	fara sens	0,9999				
0,3	0,0004712	0,02394	0,0229824	1,53216	4,71096	1,23624	fara sens	0,9999				
0,3	0,0004712	0,02394	0,0229824	1,53216	4,71096	1,2856896	fara sens	0,9999				
0,3	0,0004712	0,02394	0,0229824	1,53216	4,71096	1,2692064	fara sens	0,9999				
0,3	0,0004712	0,02394	0,0229824	1,53216	4,71096	1,2032736	fara sens	0,9999				
0,3	0,0004712	0,02394	0,0229824	1,53216	4,71096	1,3351392	fara sens	0,9999				
Fig. 5.19												
F1*=27.73												
k2=k3=0.133[Nm/A]												
F0j.nec=3.52												
F03=5.31[N]												
n3[1/min]	v3[m/s]	Mr3=k3*I3	M3u=0.96*Mr3	F13 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1 *I1	j=Ft3/F03	(vM-v3)/vM	Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]	P3[W]
2979,9	4,6808269	0	0	0	4,71052	0,0659328		0	0,0063025	0	3,16946	0
2490	3,911292	0,00931	0,0089376	0,59584	4,71052	0,07087776	0,102554	0,1696679	0,684	0,684	3,40717	2,3305
2087,4	3,2788879	0,01995	0,019152	1,2768	4,71052	0,116756	0,219759	0,3039216	0,74591	0,74591	5,612586	4,18648
1770	2,780316	0,02128	0,0204288	1,36192	4,71052	0,1112616	0,23441	0,4097639	0,707973	0,707973	5,348464	3,78657
1440	2,261952	0,02261	0,0217056	1,44704	4,71052	0,1112616	0,24906	0,5198079	0,6119766	0,6119766	5,348464	3,27314
1101	1,7294508	0,02274	0,02183328	1,45555	4,71052	0,109888	0,250525	0,6328531	0,4765428	0,4765428	5,282434	2,51731
735	1,154538	0,02288	0,02196096	1,46406	4,71052	0,109888	0,25199	0,754902	0,3199884	0,3199884	5,282434	1,69032
315	0,494802	0,02301	0,02208864	1,47258	4,71052	0,109888	0,253455	0,894958	0,1379352	0,1379352	5,282434	0,72863
F1*=45.96 [N]												
k2=k3=0.133[Nm/A]												
F2*=43.32												
Ftj=1.32[N]												

Fig. 5.20	[N]																
n_2 [1/min]	F_{onec} [N]	v_2 [m/s]	$M_{r2} = k_2 \cdot I_2$	$M_{2u} = 0.96 \cdot M_{r2}$	F_{t2} [N]	vM [m/s]	$M_{1u} = 0.96 \cdot k_1 \cdot I_1$	$j = F_{t2} / F_{02}$	Alunec. elast.	Randomment	Pintr. fus [W]	P_2 [W]					
2979,6	4,6803557	0	0	0	0	4,71052	0,13021728	0	0,0064026	0	6,259086	0					
2001	3,1431708	0,0266	0,025536	0,025536	1,7024	4,71052	0,1318656	0,264759	0,3327331	0,8442202	6,338315	5,35093					
1350	2,12058	0,04655	0,044688	0,044688	2,9792	4,71052	0,16153536	0,463328	0,5498199	0,8136627	7,764436	6,31763					
960	1,507968	0,05054	0,0485184	0,0485184	3,23456	4,71052	0,12856896	0,503042	0,6798719	0,789276	6,179857	4,87761					
637,5	1,001385	0,05054	0,0485184	0,0485184	3,23456	4,71052	0,1153824	0,503042	0,787415	0,584029	5,546026	3,23904					
6	0,0094248	0,05187	0,0497952	0,0497952	3,31968	4,71052	0,1153824	0,51628	0,9979992	0,0056414	5,546026	0,03129					
Fig. 5.21																	
	$F_1^* = 45.96$ [N]																
							$F_{02} = 6.43N$										
$F_{tj} = 1.32$ [N]																	
	$F_{onec} = 5.81N$																
n_3 [1/min]																	
	v_3 [m/s]																
2980,2	4,6812982	0	0	0	0	4,71052	0,0576912	0	0,0062025	0	2,773013	0					
2775	4,35897	0,00798	0,0076608	0,0076608	0,51072	4,71052	0,07252608	0,098215	0,0746299	0,6386019	3,486073	2,22621					
2400	3,76992	0,01676	0,01608768	0,01608768	1,07251	4,71052	0,13021728	0,206252	0,1996799	0,6459864	6,259086	4,04328					
2040	3,204432	0,01756	0,01685376	0,01685376	1,12358	4,71052	0,13516224	0,216074	0,3197279	0,5541903	6,496773	3,60045					
630	0,989604	0,01835	0,01761984	0,01761984	1,17466	4,71052	0,123624	0,225895	0,789916	0,1956262	5,942171	1,16244					
Fig. 5.22																	
	$F_1^* = 45.96$ [N]																
							$F_{02} = 6.43N$ = nec										
$F_{tj} = 1.32$ [N]																	
	$F_{onec} = 5.81N$																

n2[1/min]	v2[m/s]	Mr2=k2*i2	M2u=0.96*Mr2	Ft2 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1 *i1	j=Ft2/F02	(vM-v2)/vM Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]	P2[W]
2980,5	4,6817694	0	0	0	4,71052	0,15329376	0	0,0061024	0	7,368291	0
2343,6	3,6813269	0,02128	0,0204288	1,36192	4,71052	0,14505216	0,211807	0,2184874	0,7191003	6,972147	5,01367
1050	1,64934	0,04655	0,044688	2,9792	4,71052	0,16318368	0,463328	0,6498599	0,6264563	7,843665	4,91371
816	1,2817728	0,04921	0,0472416	3,14944	4,71052	0,15823872	0,489804	0,7278912	0,5307492	7,605978	4,03687
520	0,816816	0,05054	0,0485184	3,23456	4,71052	0,1483488	0,503042	0,8265973	0,3705212	7,130605	2,64204
10	0,015708	0,05187	0,0497952	3,31968	4,71052	0,1483488	0,51628	0,9966653	0,0073129	7,130605	0,05215
Fig. 5.2.3											
F1*=45.96 [N]											
Ftj=1.32[N]											
F0nec=5.81N											
k2=k3=0.133[Nm/A]											
F02=6.43N											
n3[1/min]	v3[m/s]	Mr3=k3*i3	M3u=0.96*Mr3	Ft3 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1 *i1	j=Ft3/F03	(vM-v3)/vM Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]	P3[W]
2992,5	4,700619	0	0	0	4,71052	0,0988992	0	0,0021008	0	4,753736	0
2828,1	4,4423795	0,00904	0,00868224	0,57882	4,71052	0,10384416	0,099624	0,0569228	0,5151477	4,991423	2,57132
2730	4,288284	0,01649	0,01583232	1,05549	4,71052	0,10549248	0,181667	0,0896359	0,8926332	5,070652	4,52623
2250	3,5343	0,03192	0,0306432	2,04288	4,71052	0,16153536	0,351614	0,2496999	0,9299002	7,764436	7,22015
1170	1,837836	0,03458	0,0331968	2,21312	4,71052	0,1153824	0,380916	0,6098439	0,7333813	5,546026	4,06735
690	1,083852	0,03591	0,0344736	2,29824	4,71052	0,10878912	0,395566	0,769908	0,4763625	5,22911	2,49095
375	0,58905	0,03591	0,0344736	2,29824	4,71052	0,1071408	0,395566	0,87495	0,2628756	5,149881	1,35378
29,4	0,0461815	0,03591	0,0344736	2,29824	4,71052	0,1071408	0,395566	0,9901961	0,0206094	5,149881	0,10614
F02=7.1 N											
F1*=45.96 [N]											
Ftj=1.32[N]											
F0nec=5.81N											
k2=k3=0.133[Nm/A]											

Fig. 5.24											
n3[1/min]	v3[m/s]	Mr3=k3*I3	M3u=0.96*Mr3	Fi3 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1 *I1	j=Ft3/F03	(vM-v3)/vM Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]]	P3[W]
2433,6	3,8226989	0	0	0	3,84846	0,04615296	0	0,0066939	0	1,812427	0
2339,4	3,6747295	0,00931	0,0089376	0,59584	3,84846	0,06758112	0,102554	0,0451429	0,8250281	2,653911	2,18955
2160	3,392928	0,02394	0,0229824	1,53216	3,84846	0,1483488	0,263711	0,1183673	0,8923471	5,825657	5,19851
1800	2,82744	0,03192	0,0306432	2,04288	3,84846	0,1813152	0,351614	0,2653061	0,8112247	7,120248	5,77612
1500	2,3562	0,03458	0,0331968	2,21312	3,84846	0,1977984	0,380916	0,3877551	0,671326	7,767543	5,21455
1170	1,837836	0,03591	0,0344736	2,29824	3,84846	0,2142816	0,395566	0,522449	0,5019453	8,414838	4,22379
852	1,3383216	0,03724	0,0357504	2,38336	3,84846	0,2307648	0,410217	0,6522449	0,3519814	9,062134	3,1897
240	0,376992	0,03724	0,0357504	2,38336	3,84846	0,2307648	0,410217	0,9020408	0,0991497	9,062134	0,89851
18	0,0282744	0,03724	0,0357504	2,38336	3,84846	0,247248	0,410217	0,9926531	0,0069405	9,709429	0,06739
0,3	0,0004712	0,03724	0,0357504	2,38336	3,84846	0,247248	0,410217	0,9998776	0,0001157	9,709429	0,00112
Fig.5.25											
F1*=45.96 [N]											
F2*=43.32 [N]											
F0nec=5.81N											
F02=7.1 N											
k2=k3=0.133[Nm/A]											
Fig. 5.25											
n3[1/min]	v3[m/s]	Mr3=k3*I3	M3u=0.96*Mr3	Fi3 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1 *I1	j=Ft3/F03	(vM-v3)/vM Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]]	P3[W]
2173,8	3,414605	0	0	0	3,43796	0,07911936	0	0,0067926	0	2,775602	0
2130	3,345804	0,0133	0,012768	0,8512	3,43796	0,09230592	0,146506	0,0268048	0,8794843	3,238202	2,84795
2040	3,204432	0,0266	0,025536	1,7024	3,43796	0,1730736	0,293012	0,0679257	0,8984779	6,07163	5,45523
1620	2,544696	0,03059	0,0293664	1,95776	3,43796	0,1977984	0,336964	0,2598233	0,7179565	6,939005	4,9819
768	1,2063744	0,03325	0,03192	2,128	3,43796	0,2307648	0,366265	0,6491014	0,3171098	8,095506	2,56716
360	0,565488	0,03325	0,03192	2,128	3,43796	0,2966976	0,366265	0,8355163	0,115613	10,40851	1,20336
114	0,1790712	0,03325	0,03192	2,128	3,43796	0,2966976	0,366265	0,9479135	0,0366108	10,40851	0,38106
9	0,0141372	0,03325	0,03192	2,128	3,43796	0,2966976	0,366265	0,9958879	0,0028903	10,40851	0,03008

	$F1^*=45.96$ [N]						$F02=7.1$ [N]													
$Ftj=1.32$ [N]		$F2^*=43.32$ [N]		$k2=k3=0.133$ [Nm/A]																
Fig. 5.2.6				$F03=5.81$ N																
$n3$ [1/min]	$v3$ [m/s]	$Mr3=k3^*I3$	$M3u=0.96^*Mr3$	$Ft3$ [N]	vM [m/s]	$M1u=0.96^*k1$ *11	$j=Ft3/F03$	Alunec.elast. ($vM-v3$)/ vM	Randament	Pintr. fus[W]]	P3[W]									
2530,8	3,9753806	0	0	0	4,0024	0,0494496	0	0,0067504	0	2,019561	0									
2460	3,864168	0,00931	0,0089376	0,59584	4,0024	0,082416	0,102554	0,0345369	0,6840375	3,365935	2,30243									
2280	3,581424	0,0133	0,012768	0,8512	4,0024	0,07911936	0,146506	0,1051805	0,9434314	3,231298	3,04851									
2037	3,1997196	0,01742	0,01672608	1,11507	4,0024	0,0906576	0,191923	0,2005495	0,9636435	3,702529	3,56792									
1590	2,497572	0,03192	0,0306432	2,04288	4,0024	0,1401072	0,351614	0,3759812	0,8916742	5,72209	5,10224									
300	0,47124	0,03192	0,0306432	2,04288	4,0024	0,1483488	0,351614	0,8822606	0,1588937	6,058684	0,96269									
Fig. 5.2.7																				
	$F1^*=58.44$																			
$Ftj=1.68$ N		$F2^*=55.08$ N		$k2=k3=0.133$ [Nm/A]																
				$F03=16$ N >mai mare decat necesar																
$n3$ [1/min]	$v3$ [m/s]	$Mr3=k3^*I3$	$M3u=0.96^*Mr3$	$Ft3$ [N]	vM [m/s]	$M1u=0.96^*k1$ *11	$j=Ft3/F03$	Alunec.elast. ($vM-v3$)/ vM	Randament	Pintr. fus[W]]	P3[W]									
453,9	0,7129861	0	0	0	0,71838	0,0494496	0	0,0075073	0	0,362485	0									
383,4	0,6022447	0,00532	0,0051072	0,34048	0,71838	0,0494496	0,02128	0,1616618	0,5656843	0,362485	0,20505									
294	0,4618152	0,01064	0,0102144	0,68096	0,71838	0,082416	0,04256	0,3571429	0,5205358	0,604142	0,31448									
207	0,3251556	0,01649	0,01583232	1,05549	0,71838	0,15164544	0,065968	0,5473761	0,3087362	1,111622	0,3432									
157,5	0,247401	0,01729	0,0165984	1,10656	0,71838	0,3955968	0,06916	0,6556122	0,0944052	2,899883	0,27376									
48	0,0753984	0,01769	0,01698144	1,1321	0,71838	1,483488	0,070756	0,8950437	0,0078493	10,87456	0,08536									

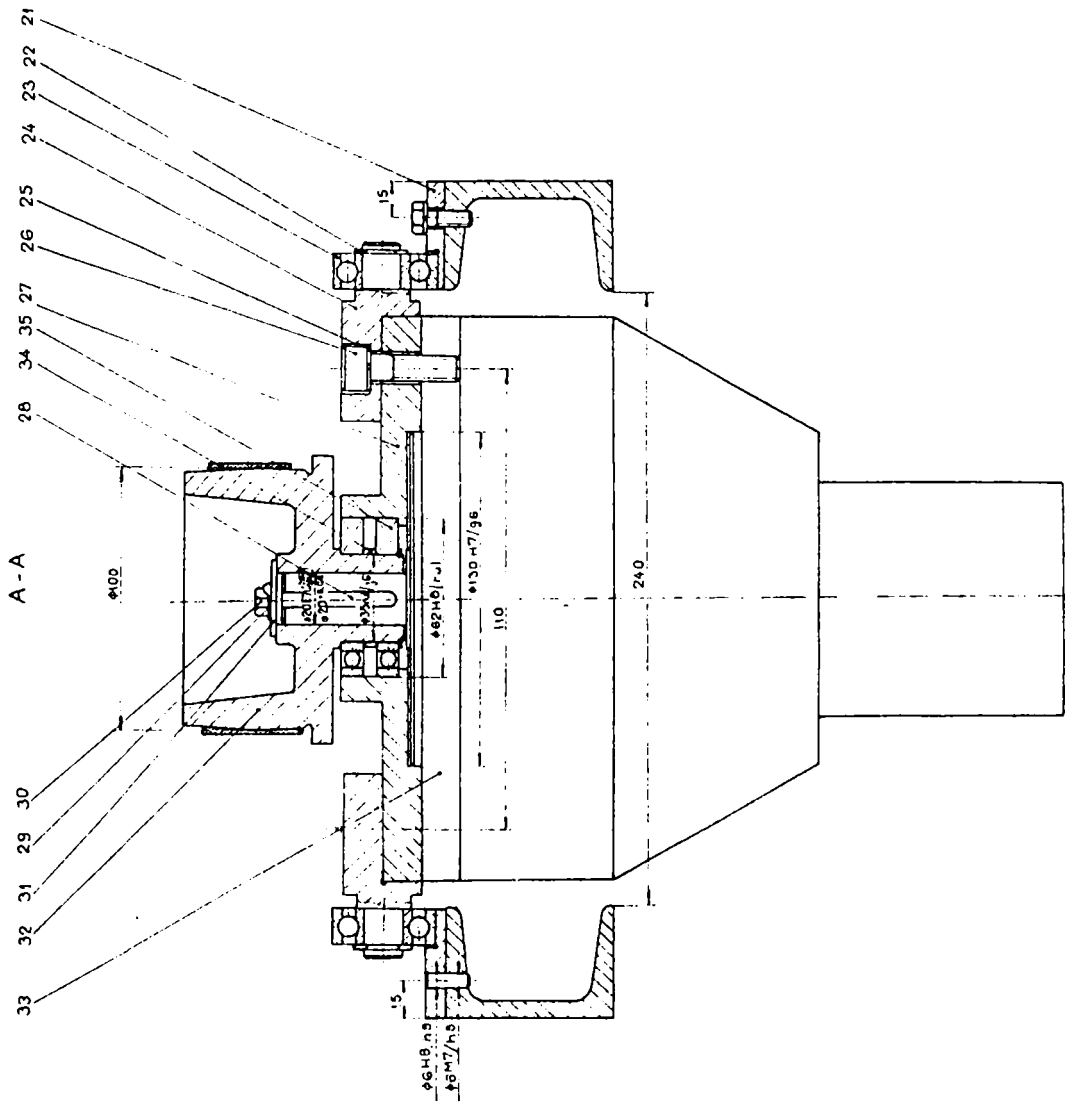
Fig. 5.28												
n_3 [1/min]	v_3 [m/s]	$M_{r3}=k_3 \cdot I_3$	$M_{3u}=0.96 \cdot M_{r3}$	F_{t3} [N]	v_M [m/s]	$M_{1u}=0.96 \cdot k_1 \cdot I_1$	$j = F_{t3}/F_{03}$	$(v_M - v_3)/v_M$	Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]	P_3 [W]
453,9	0,7129861	0	0	0	0,71838	0,041208	0	0,0075073	0	0	0,302071	0
450	0,70686	0,00599	0,0057456	0,38304	0,71838	0,06263616	0,051832	0,016035	0,5896913	0,459148	0,27076	0,27076
446,1	0,7007339	0,01157	0,01110816	0,74054	0,71838	0,0988992	0,100209	0,0245627	0,7157865	0,724971	0,51892	0,51892
417	0,6550236	0,01663	0,01596	1,064	0,71838	0,1318656	0,143978	0,0881924	0,7210068	0,966628	0,69695	0,69695
289,5	0,4547466	0,01849	0,01774752	1,18317	0,71838	0,1483488	0,160104	0,3669825	0,4947709	1,087456	0,53804	0,53804
117,3	0,1842548	0,01902	0,01825824	1,21722	0,71838	0,15164544	0,164711	0,7435131	0,2017574	1,111622	0,22428	0,22428
62,1	0,0975467	0,01915	0,01838592	1,22573	0,71838	0,15329376	0,165863	0,8642128	0,1064031	1,123705	0,11957	0,11957
41,4	0,0650311	0,01929	0,0185136	1,23424	0,71838	0,164832	0,167015	0,9094752	0,0664281	1,208284	0,08026	0,08026
15	0,023562	0,01942	0,01864128	1,24275	0,71838	0,164832	0,168167	0,9672012	0,0242341	1,208284	0,02928	0,02928
Fig. 5.29												
$F_{tj}=1.68N$	$F_1^*=58.44$	$F_2^*=55.08$ N	$F_3=7.39N$	$k_2=k_3=0.133$ [Nm/A]	$F_{02}=7.1$ [N]							
n_3 [1/min]	v_3 [m/s]	$M_{r3}=k_3 \cdot I_3$	$M_{3u}=0.96 \cdot M_{r3}$	F_{t3} [N]	v_M [m/s]	$M_{1u}=0.96 \cdot k_1 \cdot I_1$	$j = F_{t3}/F_{03}$	$(v_M - v_3)/v_M$	Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]	P_3 [W]
1137,9	1,7874133	0	0	0	1,79595	0,0329664	0	0,0047522	0	0	0,604142	0
1110	1,743588	0,00479	0,00459648	0,3192	1,79595	0,0329664	0,043194	0,0291545	0,8843797	0,604142	0,53429	0,53429
1095	1,720026	0,01024	0,00983136	0,68273	1,79595	0,0659328	0,092386	0,0422741	0,933014	1,208284	1,12735	1,12735
1046,1	1,6432139	0,01224	0,01174656	0,81573	1,79595	0,07911936	0,110383	0,0850437	0,8874892	1,449941	1,28681	1,28681
898,5	1,4113638	0,0153	0,0146832	1,01967	1,79595	0,09725088	0,137979	0,2141399	0,7751883	1,78222	1,38156	1,38156

635,4	0,9980863	0,01556	0,01493856	1,0374	1,79595	0,10054752	0,140379	0,4442566	0,5394442	1,842634	0,994
486	0,7634088	0,01583	0,01519392	1,05513	1,79595	0,10384416	0,142779	0,5749271	0,4063366	1,903048	0,77328
242,1	0,3802907	0,01583	0,01519392	1,05513	1,79595	0,11208576	0,142779	0,7882507	0,1875323	2,054084	0,38521
127,5	0,200277	0,01583	0,01519392	1,05513	1,79595	0,164832	0,142779	0,888484	0,0671584	3,020711	0,20287
Fig. 5.30											
	F1*=58.44					F02=7.1[N]					
Ftj=1.68N		F2*=55.08 N		k2=k3=0.133[Nm/A]							
	F0nec=7.39N		FN03=8.87N > necesar								
n3[1/min]	v3[m/s]	Mr3=k3*I3	M3u=0.96*Mr3	Ft3 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1 *11	j=Ft3/F03	(vM-v3)/vM Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]	P3[W]
2920,5	4,5875214	0	0	0	4,61815	0,0494496	0	0,0066327	0	2,330263	0
2670	4,194036	0,00665	0,006384	0,4256	4,61815	0,0494496	0,047982	0,0918367	0,7660001	2,330263	1,78498
1860	2,921688	0,00931	0,0089376	0,59584	4,61815	0,0494496	0,067175	0,3673469	0,7470653	2,330263	1,74086
1290	2,026332	0,01064	0,0102144	0,68096	4,61815	0,0494496	0,076771	0,5612245	0,5921439	2,330263	1,37985
495	0,777546	0,01131	0,0108528	0,72352	4,61815	0,0494496	0,081569	0,8316327	0,2414191	2,330263	0,56257
159	0,2497572	0,0117	0,01123584	0,74906	4,61815	0,0494496	0,084448	0,9459184	0,0802837	2,330263	0,18708
36	0,0565488	0,01197	0,0114912	0,76608	4,61815	0,0494496	0,086368	0,9877551	0,0185906	2,330263	0,04332
Fig. 5.31											
Ftj=1.68 N	F1*=58.44 N	F2*=55.08 N		k2=k3=0.133[Nm/A]							
	F0nec=7.39N		F03=FN2=7.39 N								
n3[1/min]	v3[m/s]	Mr3=k3*I3	M3u=0.96*Mr3	Ft3 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1 *11	j=Ft3/F03	(vM-v3)/vM Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]	P3[W]
2920,8	4,5879926	0	0	0	4,61815	0,0576912	0	0,0065306	0	2,71864	0

2529	3,9725532	0,00665	0,006384	0,4256	4,61815	0,0494496	0,047982	0,1397959	0,7255484	2,330263	1,69072
2304,9	3,6205369	0,01397	0,0134064	0,89376	4,61815	0,0741744	0,100762	0,2160204	0,9257585	3,495394	3,23589
1793,4	2,8170727	0,01929	0,0185136	1,23424	4,61815	0,1071408	0,139148	0,39	0,6886533	5,048903	3,47694
1044	1,6399152	0,02128	0,0204288	1,36192	4,61815	0,1318656	0,153542	0,644898	0,3594176	6,214035	2,23343
450	0,70686	0,02261	0,0217056	1,44704	4,61815	0,164832	0,163139	0,8469388	0,1316832	7,767543	1,02285
135	0,212058	0,02261	0,0217056	1,44704	4,61815	0,2966976	0,163139	0,9540816	0,0219472	13,98158	0,30686
Fig. 5.32											
	F1*=58,44 N					F02=7,1[N]					
Ftj=1,68 N		F2*=55,08 N		k2=k3=0,133[Nm/A]							
	F0nec=7,39N		F03=F02=7,39 N								
n2[1/min]	v2[m/s]	Mr2=k2*I2	M2u=0,96*Mr2	F12 [N]	vM [m/s]	M1u=0,96*k1 *I1	j=Ft2/F02	(vM-v2)/vM	Randament	Pintr. fus	P2[W]
1386	2,1771288	0	0	0	2,19106	0,09560256	0	0,0063566	0	2,137455	0
1293,6	2,0319869	0,0399	0,038304	2,5536	2,19106	0,2637312	0,345548	0,0725995	0,8800042	5,896428	5,18888
914,4	1,4363395	0,0532	0,051072	3,4048	2,19106	0,2719728	0,460731	0,3444535	0,8042586	6,080692	4,89045
725,1	1,1389871	0,05586	0,0536256	3,57504	2,19106	0,2802144	0,483767	0,4801654	0,6499527	6,264955	4,07192
570	0,895356	0,05719	0,0549024	3,66016	2,19106	0,3131808	0,495286	0,5913588	0,4680294	7,002009	3,27715
201	0,3157308	0,05719	0,0549024	3,66016	2,19106	0,329664	0,495286	0,8559002	0,1567899	7,370535	1,15563
3	0,0047124	0,05719	0,0549024	3,66016	2,19106	0,3626304	0,495286	0,9978493	0,0021274	8,107589	0,01725
Fig. 5.33											
	F1*=58,44					F02=7,1 <nec [N]					
Ftj=1,68N		F2*=55,08 N		k2=k3=0,133[Nm/A]							
	F0nec=7,39N		F03=7,39 N								
n3[1/min]	v3[m/s]	Mr3=k3*I3	M3u=0,96*Mr3	F13 [N]	vM [m/s]	M1u=0,96*k1 *I1	j=Ft3/F03	(vM-v3)/vM	Randament	Pintr. fus[W]	P3[W]

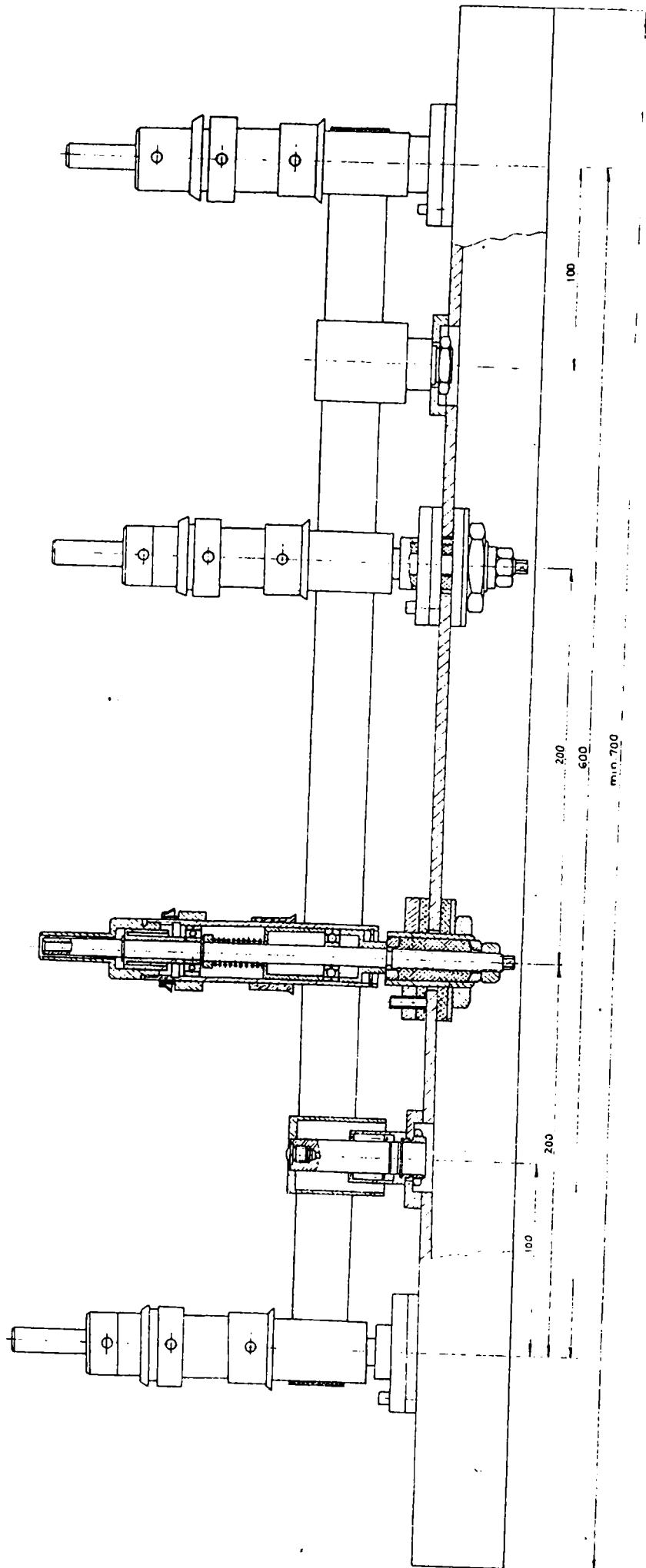
1367,7	2,1483832	0	0	0	2,19106	0,09560256	0	0,0194762	0	2,137455	0
1245	1,955646	0,03724	0,0357504	2,38336	2,19106	0,2637312	0,322512	0,1074416	0,79048	5,896428	4,66101
1050	1,64934	0,05187	0,0497952	3,31968	2,19106	0,2719728	0,449212	0,2472399	0,9004372	6,080692	5,47528
646,5	1,0155222	0,05586	0,0536256	3,57504	2,19106	0,2802144	0,483767	0,5365148	0,5794986	6,264955	3,63053
219	0,3440052	0,05586	0,0536256	3,57504	2,19106	0,3131808	0,483767	0,8429957	0,1756399	7,002009	1,22983
12	0,0188496	0,05586	0,0536256	3,57504	2,19106	0,329664	0,483767	0,991397	0,0091429	7,370535	0,06739
0,3	0,0004712	0,05719	0,0549024	3,66016	2,19106	0,3626304	0,495286	0,9997849	0,0002127	8,107589	0,00172
Fig. 5.34											
F1*=58.44											
F2*=55.08 N											
F0nec=7.39N											
s3=4.7 mm											
F03=7.39 N											
F02=20N>nec											
n2[1/min]	v2[m/s]	Mr2=k2*12	M2u=0.96*Mr2	Ft2 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1*11	j=Ft2/F02	(vM-v2)/vM	Randament	Pintr.fus	P2[W]
2890,5	4,5403974	0	0	0	4,61815	0,1153824	0	0,0168367	0	5,43728	0
1950	3,06306	0,01796	0,0172368	1,14912	4,61815	0,11373408	0,129551	0,3367347	0,6567319	5,359605	3,51982
1230	1,932084	0,02035	0,01953504	1,30234	4,61815	0,1153824	0,146825	0,5816327	0,4627723	5,43728	2,51622
694,2	1,0904494	0,02062	0,0197904	1,31936	4,61815	0,11867904	0,148744	0,7638776	0,2572484	5,592631	1,4387
275,4	0,4325983	0,02088	0,02004576	1,33638	4,61815	0,1153824	0,150663	0,9063265	0,1063248	5,43728	0,57812
108	0,1696464	0,02101	0,02017344	1,3449	4,61815	0,1153824	0,151622	0,9632653	0,0419616	5,43728	0,22816
Fig. 5.35											
F1*=70.9 N											
Ftj=2.03N		F2*=66.83 N		k2=k3=0.133[Nm/A]							
	F0nec=8.95 N		F02=F03=8.95 N								
n2[1/min]	v2[m/s]	Mr2=k2*12	M2u=0.96*Mr2	Ft2 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1*11	j=Ft2/F02	(vM-v2)/vM	Randament	Pintr.fus	P2[W]

2886	4,5333288	0	0	0	4,61815	0,2142816	0	0,0183673	0	10,09781	0
2685	4,217598	0,0399	0,038304	2,5536	4,61815	0,2637312	0,285318	0,0867347	0,8665914	12,42807	10,7701
2130	3,345804	0,07714	0,0740544	4,93696	4,61815	0,3873552	0,551616	0,2755102	0,9049166	18,25373	16,5181
840	1,319472	0,10374	0,0995904	6,63936	4,61815	0,41208	0,741828	0,7142857	0,451131	19,41886	8,76045
273,6	0,4297709	0,1064	0,102144	6,8096	4,61815	0,4285632	0,760849	0,9069388	0,1449111	20,19561	2,92657
45	0,070686	0,1064	0,102144	6,8096	4,61815	0,4615296	0,760849	0,9846939	0,0221316	21,74912	0,48134
Fig. 5.36											
F1*=70.9 N											
Ftj=2.03N		F2*=66.83 N		k2=k3=0.133[Nm/A]							
F0nec=8.95 N			F02=F03=8.95 N								
n3[1/min]	v3[m/s]	Mr3=k3*I3	M3u=0.96*Mr3	Ft3 [N]	vM [m/s]	M1u=0.96*k1*j	=Ft3/F03	Alunec.elast.	Randament	Pintr. fus[W]	P3[W]
2880	4,523904	0	0	0	4,61815	0,0494496	0	0,0204082	0	2,330263	0
2689,5	4,2246666	0,0399	0,038304	2,5536	4,61815	0,329664	0,285318	0,0852041	0,6944351	15,53509	10,7881
2160	3,392928	0,07315	0,070224	4,6816	4,61815	0,3626304	0,523084	0,2653061	0,9295282	17,08859	15,8843
838,5	1,3171158	0,08246	0,0791616	5,27744	4,61815	0,4615296	0,589658	0,7147959	0,3195991	21,74912	6,951
267	0,4194036	0,08379	0,0804384	5,36256	4,61815	0,494496	0,599169	0,9091837	0,096516	23,30263	2,24908
25,5	0,0400554	0,08379	0,0804384	5,36256	4,61815	0,5274624	0,599169	0,9913265	0,0086417	24,85614	0,2148

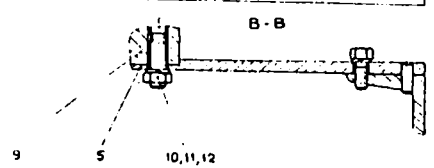
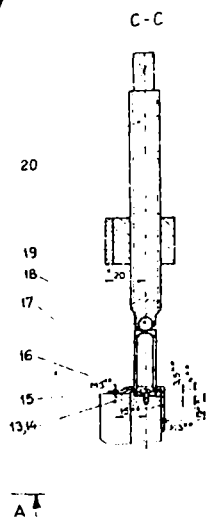
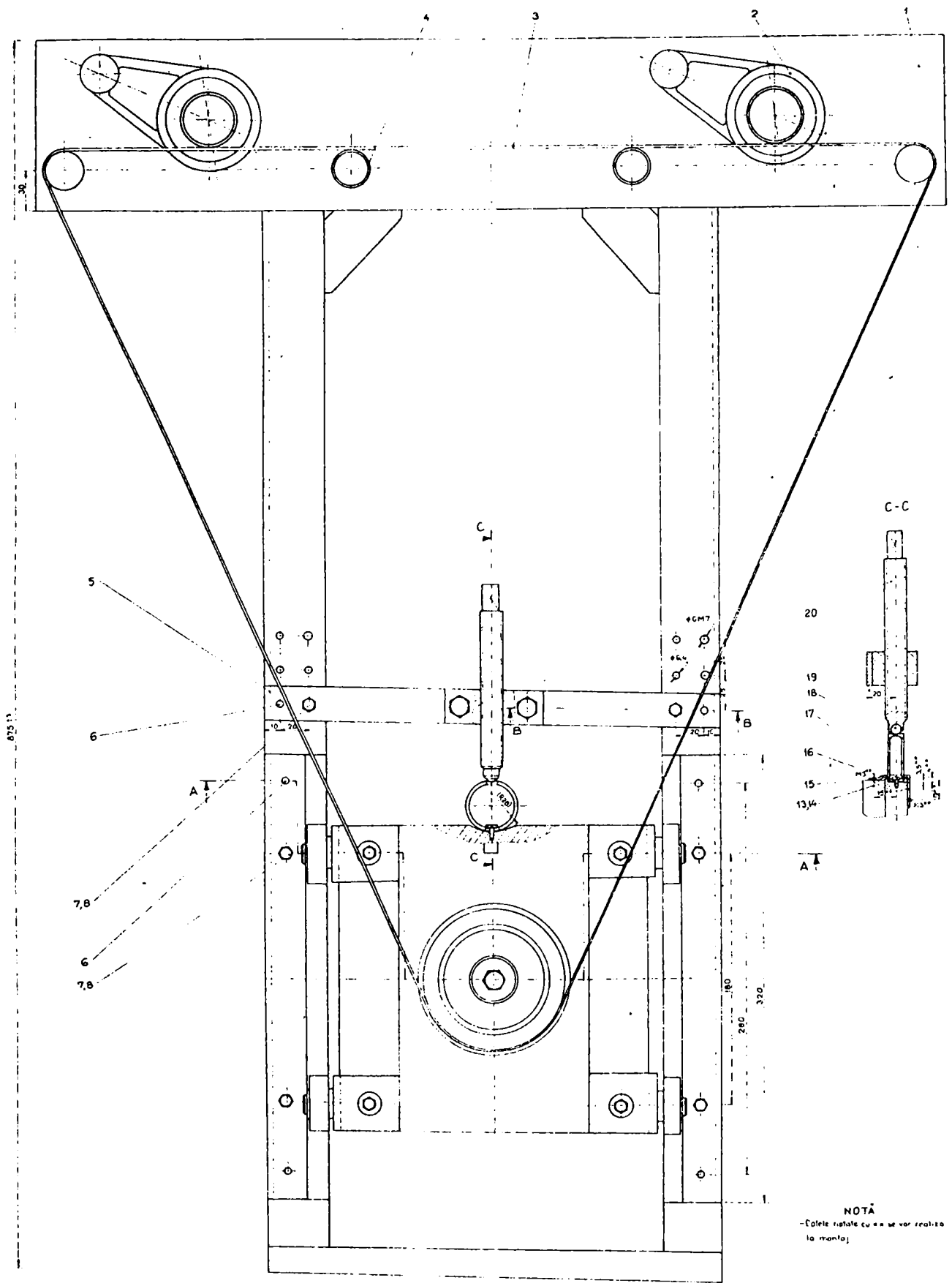


OBSERVAȚII:
- Alinierea pot 24 și poziționarea sinelor
pot fi corectate prin joc de 0,5 mm se
va face la montaj

No.	Descriere	Număr desen	Cant.	Material	Obs.
36	Inel elastic 35	S.T.T.-38	1	DL35A	
35	Surub M6x16	S.T.T.-34	2	DL37I	
34	Ostanter I	S.T.T.-34	1	DL37I	
33	Motor electric s.c.	S.T.T.-32	1	DL37	
32	Rolă pentru curea	S.T.T.-32	4	DL60	
31	Surub de copal	S.T.T.-32	1	DL37	
30	Surub M6x16	S.T.T.-32	1	DL37	
29	Spoziți pentru M6	S.T.T.-32	1	DL37	
28	Panțel pentru M6	S.T.T.-32	1	DL37	
27	Pieșă între motor	S.T.T.-32	1	DL60	
26	Surub M10x35	S.T.T.-32	4	DL37	
25	Spoziți Grower M10	S.T.T.-32	4	DL37	
24	As. rulment	S.T.T.-24	4	DL37	
23	Rulment 6302	S.T.T.-24	4	DL37	
22	Inel elastic 13	S.T.T.-24	4	DL37	
21	Surub	S.T.T.-21	2	DL37	
20	Surub M16	S.T.T.-20	1	DL37	
19	Bulă ptr. rulment 17	S.T.T.-18	1	DL37	
18	Inel est. rulment 18	S.T.T.-18	1	DL37	
17	Garnitură 48x6x15	S.T.T.-18	1	DL37	
16	Shift B2.9	S.T.T.-18	1	DL37	
15	Calier 10x5x0,5	S.T.T.-18	1	DL37	
14	Spoziți pentru M3	S.T.T.-18	2	DL37	
13	Surub M3x6	S.T.T.-18	2	DL37	
12	Pluți 16x6	S.T.T.-18	2	DL37	
11	Spoziți Grower M6	S.T.T.-18	2	DL37	
10	Surub M6x25	S.T.T.-18	2	DL37	
9	Pluți 16	S.T.T.-18	2	DL37	
8	Spoziți Grower M6	S.T.T.-18	2	DL37	
7	Surub M6x20	S.T.T.-18	2	DL37	
6	Shift cilindric 96x20	S.T.T.-18	1	DL37	
5	Traversă	S.T.T.-18	1	DL37	
4	Rolă	S.T.T.-18	4	DL37	
3	Curea tangențială	S.T.T.-18	1	DL37	
2	Inhalator curea	S.T.T.-18	1	DL37	
1	Support	S.T.T.-18	1	DL37	



U.P.T. TIMISOARA FACULTATEA DE MECANICA	1 1	S.T.T. - 00	3/3
STAND PENTRU TRANSMISII TANGENTIALE			



NOTA
- Colete rulate cu ... se vor realiza la montaj

UNITATEA DE PROIECTARE	11	STT-00	1/3
UNITATEA DE REALIZARE	12	STAND PENTRU TRANSMISIILE PRINCIPALE	

BIBLIOTECA